



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**



**ВІСНИК  
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА  
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

**технічні науки**

**ВИПУСК 198**

**«МЕХАНІЗАЦІЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА»**

**khntusg.com.ua**

**mtf.khntusg.com.ua**

Харків 2019



УДК 631.171  
ББК 40.71

Друкується за рішенням вченої ради Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка від 25.04.2019 р., протокол № 8.

В збірник включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, провідних вищих навчальних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств, в яких відображені результати теоретичних і експериментальних досліджень.

**Редакційна колегія:**

Доцент, к.т.н. **Нанка О.В.** (відповідальний редактор); професор, д.т.н. **Власовець В.М.** (заступник відповідального редактора); доцент, к.т.н. **Лук'яненко В.М.** (відповідальний секретар); професор, д.т.н. **Мельник В.І.**; професор, д.т.н. **Пастухов В.І.**; член-кореспондент НААНУ, професор **Мазоренко Д.І.**; професор, д.т.н. **Лебедєв А.Т.**; професор, д.т.н. **Завгородній О.І.**; професор, д.с.-г.н. **Пузік В.К.**; професор, д.т.н. **Войтов В.А.**; професор, к.т.н. **Науменко О.А.**; професор, к.т.н. **Бакум М.В.**; професор, д.т.н. **Харченко С.О.**; доцент, д.т.н. **Антощенков Р.В.**; доцент, к.т.н. **Кірієнко М.М.**

*Технічний секретар: Галич І.В.*

Відповідальний за випуск **Власовець В.М.**

Наукове фахове видання  
Вісник Харківського національного технічного університету сільського  
господарства імені Петра Василенка  
Випуск 198

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

**ISBN 5-7987-0176 X**

© Харківський національний технічний  
університет сільського господарства  
імені Петра Василенка, 2019 р.

## **АНОТАЦІЯ**

Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (ХНТУСГ) включає статті, в яких приведені результати науково-дослідних робіт, проведених в університеті, а також в інших навчальних закладах України, на підприємствах, що мають сільськогосподарський профіль.

У вісник включені статті за напрямками: механотроніка технічних систем; тракторна енергетика; експлуатація машинно-тракторного парку; сільськогосподарські машини; якість, стандартизація та сертифікація; механізація тваринницьких ферм і безпека життєдіяльності. Вісник розрахований на наукових співробітників, викладачів, аспірантів, магістрів, студентів інженерно-технічних факультетів вузів сільськогосподарського профілю, фахівців сільськогосподарського виробництва.

## **АННОТАЦИЯ**

Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко (ХНТУСХ) включает статьи, в которых приведены результаты научно-исследовательских работ, проведенных в университете, а также в других учебных заведениях Украины, на предприятиях, которые имеют сельскохозяйственный профиль.

Вестник содержит статьи за направлениями: механотроника технических систем; тракторная энергетика; эксплуатация машинно-тракторного парка; сельскохозяйственные машины; качество, стандартизация и сертификация; механизация животноводческих ферм и безопасность жизнедеятельности. Вестник рассчитан на научных сотрудников, преподавателей, аспирантов, магистров, студентов инженерно-технических факультетов вузов сельскохозяйственного профиля, специалистов сельскохозяйственного производства.

## **ABSTRACT**

The bulletin of the Petro Vasilenko Kharkiv national technical university of agriculture (KHNTUA) includes the articles, in that the brought results over of the research works conducted in an university, and also in other educational establishments of Ukraine, on enterprises that have an agricultural profile.

In announcer the included articles after directions: mechanotronics engineering systems; tractor energy; exploitation of machine tractor park; agricultural machines; quality, standardization and certification; mechanization of stock-raising farms and safety of vital functions. An announcer is counted on research workers, teachers, graduate students, master's degrees, students of technical faculties of institutions of higher learning of agricultural profile, specialists of agricultural production.

## ВПЛИВ КРИВИЗНИ РЕШЕТА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СОРТУВАННЯ НАСІННЯ СОНЯШНИКА

Бакум М.В., к.т.н., проф., Крекот М.М., к.т.н., доц., Майборода М.М., к.е.н., викл., Винокуров М.О., ст. викл., Вотченко О.С., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*Наведені результати експериментальних досліджень впливу основних параметрів решітних сепараторів на ефективність сортування насіння соняшника. Підтверджено збільшення величини відсортованого щуплого насіння на криволінійному решеті  $R_2=10,635$  м з максимальною величиною прогину 10мм більш ніж у два рази порівняно з прямолінійними решетами.*

**Постановка задачі.** Посушливе літо 2017 р. негативно вплинуло на формування урожаю пізніх культур. Зібраний урожай містив значну кількість неповного, щуплого насіння яке суттєво відрізнялось як за розмірами (і в першу чергу за товщиною), так і абсолютною масою.

Різноманітність насіння за розмірами, абсолютною масою та іншими ознаками пояснюється різними умовами живлення, забезпечення вологою, дозрівання і формування його на рослині в межах навіть одного кошика. Тому однією із задач післязбиральної обробки насінневих сумішей соняшника є сортування з відокремленням в посівну фракцію неповного насіння, що забезпечить не лише збільшення врожайності першого покоління, а й поступове поліпшення якості сорту.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Менш неповне насіння соняшника відрізняється від повноцінного практично за всіма розмірами, але в більшій мірі за товщиною та шириною. Для відокремлення менш неповного насіння за шириною необхідно створити такі умови щоб воно в момент просипання через круглі отвори решета знаходилося повздовжньою віссю перпендикулярно отвору решета, або близько до такого положення. Так на тихохідних решетах з коливними решітними станами їх відокремлення майже не можливо.

За товщиною щупле насіння суттєво відрізняється від неповного, а для просипання через прямокутні отвори йому необхідно більшою поперечною віссю, яка в декілька разів менша повздовжньої вісі, зайняти сприятливе положення. При формуванні певного шару вихідного матеріалу на тихохідних решетах добиваються певного позитивного результату, який часто покращують збільшенням кратності пропусків матеріалу [1-6].

Відомий також більш ефективний спосіб інтенсифікації процесу сепарації насінневих сумішей за рахунок використання криволінійних решіт [7-11].

**Мета роботи.** Дослідження можливості інтенсифікації процесу сортування насінневих сумішей соняшника на криволінійних решетах з

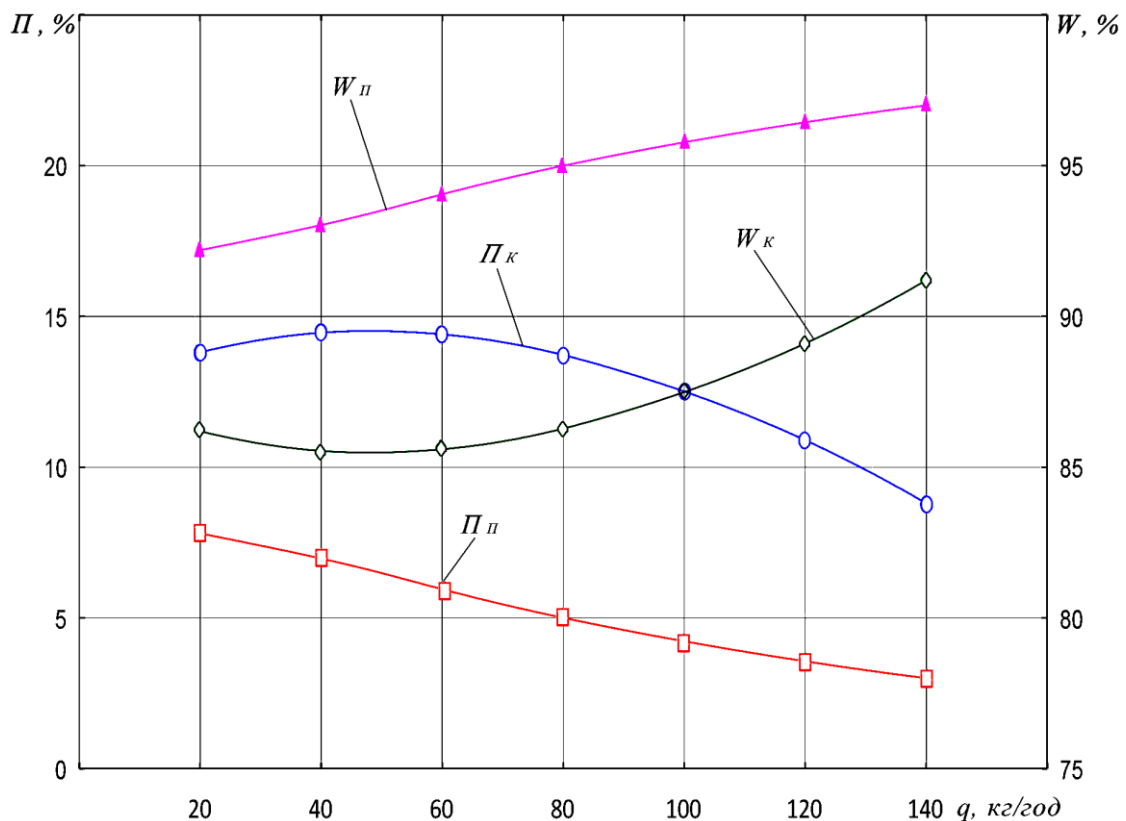
прямокутними отворами за рахунок використання криволінійних решіт.

**Результати досліджень.** Дослідження виконані на модифікованій лабораторній насіннеочисній машині СМ-0,15, в решітному стані якої встановлювалось одне решето шириною 240 мм з прямокутними отворами шириною 2,0 мм. Решітне полотно закріплювалось на рамках, які мали верхню поверхню прямокутну або криволінійну з кривизною спрямованою до низу, що забезпечувала вгнуту форму робочої поверхні.

Параметрами управління процесом сортування насіння соняшника на насіннеочисній машині були величина подачі вихідного матеріалу і частота коливань решітного стану.

Вихідним матеріалом для дослідження була насіннева суміш соняшника гібриду f1 Ягуар урожаю 2017 р. після попереднього очищення від легких домішок на пневматичному сепараторі в умовах дослідного поля «Центральне» ХНТУСГ ім. П. Василенка.

Результати дослідження впливу величини подачі вихідного матеріалу на якість сортування насіння соняшника наведені на рис. 1. Величину подачі вихідного матеріалу змінювали від 20 до 140 кг/год на решето лабораторної насіннеочисної машини шириною 240 мм і довжиною 560 мм, що еквівалентно подачі на стандартне решето серійних зерноочисних машин в межах 100 ... 700 кг/год.



$W_k, W_p$  – величина сходової фракції криволінійного та прямолінійного решета;  
 $P_k, P_p$  – величина проходої фракції криволінійного та прямолінійного решета

Рис. 1 – Вплив величини подачі на якість сортування насіння соняшника на решеті з прямокутними отворами шириною 2,0 мм при  $n=350$  кол/хв.

Якість сортування насінневої суміші соняшника оцінювали по величині прохідової фракції  $П$ . Так як ширину прямокутних отворів вибирали із умови, що в прохідову фракцію може просіятися лише щупле, недорозвинуте, з низькими посівними показниками насіння, то збільшення величини прохідової фракції свідчить про більш повне відокремлення щуплого насіння – тобто більш якісне сортування вихідного матеріалу.

Як видно з графіків (рис. 1) величина подачі суттєво впливає на якість сортування насінневої суміші. Причому величина подачі при якій можна отримати найбільшу величину прохідової фракції на плоскому решеті, при частоті коливань решітного стану 350 кол/хв, менша 20 кг/год. На криволінійному решеті радіусом  $R_3=7,10$  м з максимальною величиною прогину в центральній частині  $h_3=15$  мм величина прохідової фракції у два і більше разів перевищує величину проходу плоского решета (лише при  $q=20$  кг/год величина прохідової фракції криволінійного решета більша від плоского в 1,77 раза). Найбільше значення прохідової фракції отримано при величині подачі вихідного матеріалу 40 кг/год. Слід зазначити, що при зміні подачі до 80 кг/год якість сортування знижувалась не суттєво. Навіть при подачі 140 кг/год величина прохідової фракції криволінійного решета перевищувала величину плоского решета при подачі 20 кг/год. Тому великі подачі можна використовувати при сортуванні насіння соняшника на криволінійних решетах з незначним вмістом щуплого насіння. Ще однією особливістю роботи криволінійного решета на сортуванні насіння соняшника на решетах з прямокутними отворами є підвищена схильність до забивання отворів насінням особливо другої половини решета.

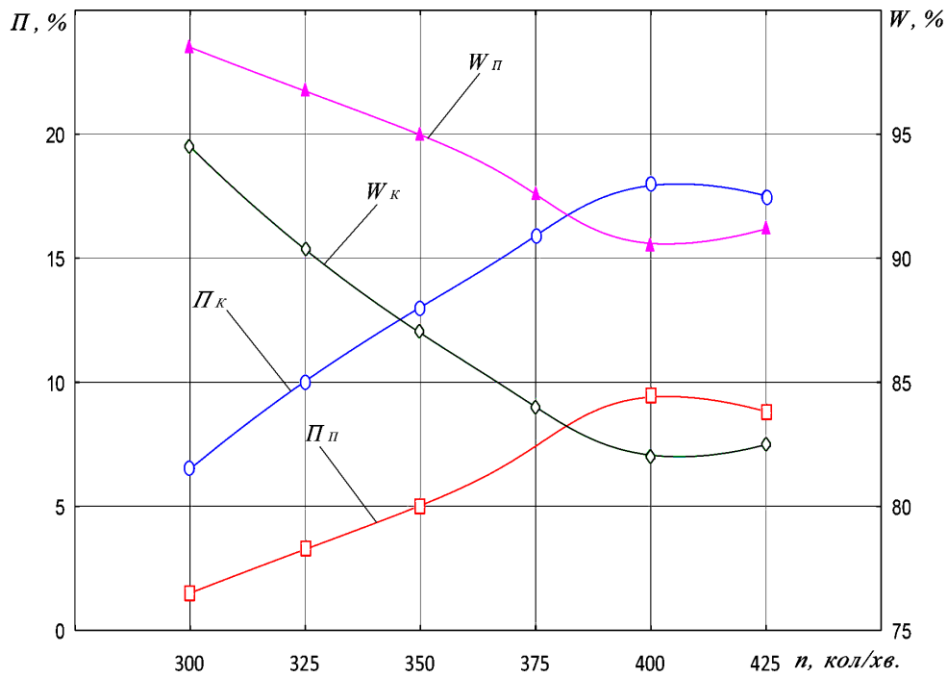
Результати впливу частоти коливань решета з прямокутними отворами шириною 2,0 мм на якість сортування насіння соняшника при фіксованій подачі 80 кг/год наведені на рис. 2. Як видно з графіків частота коливань решета суттєво впливає на якість сортування насіння соняшника. Так навіть на плоскому решеті величина прохідової фракції збільшилась до 9,5%. при подачі рівній 80 кг/год, в той час як при частоті коливань 350 кол/хв вона складала лише 5%.

На криволінійному решеті радіусом кривизни  $R_3=7,10$  м найвища якість сортування насіння соняшника отримана при частоті коливань решета 400 кол/хв. Величина прохідової фракції при таких параметрах становила 18% від маси вихідного матеріалу. Подальше збільшення частоти коливань знизило якість сортування насіння, причому на криволінійному решеті зниження відбувається більш інтенсивно. При цьому слід відмітити, що сталість режиму роботи решетного стану лабораторної насіннесчисної машини СМ-0,15 при частотах коливань більших 400 кол/хв знижувалась і тим самим погіршувались умови сепарації насіння. Низькі частоти коливань решетного стану взагалі неефективні і їх недоцільно використовувати для сортування насіння соняшника.

Результати дослідження впливу кривизни решета з прямокутними отворами шириною 2,0 мм на сортування насіння соняшника при частоті коливань решетного стану 400 кол/хв і величині подачі вихідного матеріалу 80 кг/год наведені на рис. 3. Для дослідження впливу кривизни решета використовували змінні спрямовуючі рамок решета, які забезпечували його

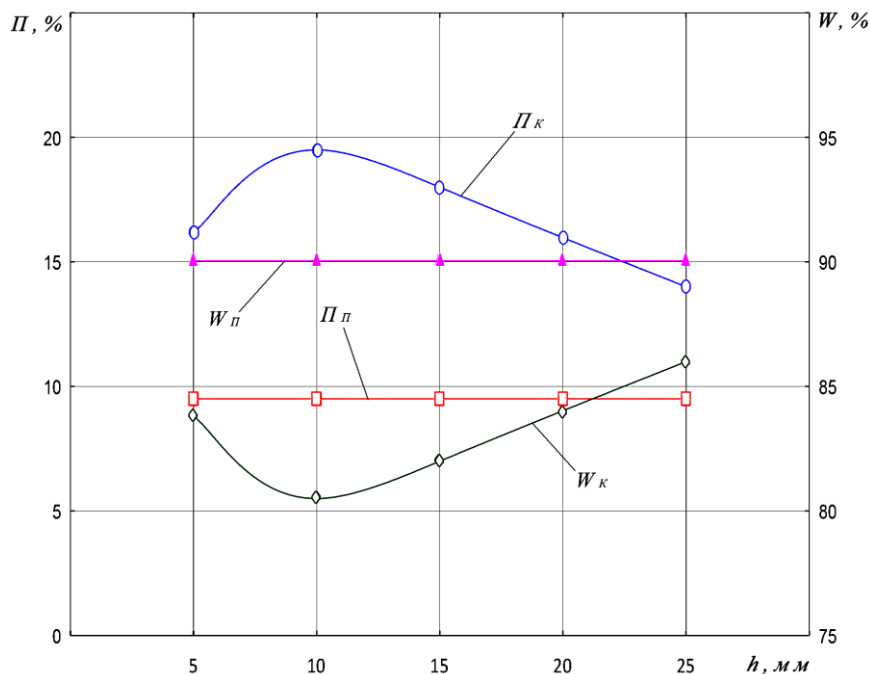


кривизну  $R_1=21,257$  м і максимальну величину прогину в центральній частині  $h_1=5$  мм;  $R_2=10,635$ м  $h_2=10$  мм;  $R_3=7,10$ м  $h_3=15$  мм;  $R_4=4,275$ м  $h_4=25$  мм.



W<sub>к</sub>, W<sub>п</sub> - величина сходової фракції криволінійного та прямолінійного решета;  
П<sub>к</sub>, П<sub>п</sub> - величина проходової фракції криволінійного та прямолінійного решета

Рис. 2 – Вплив частоти коливань решета з прямокутними отворами шириною 2,0 мм на якість сортування насіння соняшника при  $q=350$  кг/год.



W<sub>к</sub>, W<sub>п</sub> - величина сходової фракції криволінійного та прямолінійного решета;  
П<sub>к</sub>, П<sub>п</sub> - величина проходової фракції криволінійного та прямолінійного решета

Рис.3 – Вплив кривизни решета з прямокутними отворами шириною 2,0мм на сортування насіння соняшника при  $n=400$  кол/хв.,  $q=80$  кг/год.

Як видно з графіків (рис.3), при всіх величинах кривизни решета, які досліджувалися, якість сортування насіння соняшника значно вища від прямолінійного решета.

Найфективніше сортування насіння соняшника на криволінійному решеті  $R_2=10,635$  м з максимальною величиною прогину в центральній частині  $h_2=10$  мм. Величина прохідної фракції при частоті коливань решітного стану 400 кол/хв і подачі вихідного матеріалу 80 кг/год становила 19,5% від маси вихідного матеріалу, що більше ніж у два рази перевищує величину прохідної фракції прямолінійного решета і на 7,7% криволінійного решета  $R_3=7,10$  м і максимальною величиною прогину  $h_3=15$  мм.

Подальше збільшення кривизни решета не лише затрудняє переміщення сходової фракції на крайній частині решета, що збільшує товщину насінневого шару на переважній частині решета, і як наслідок, зменшення просівання щуплого насіння, а ще і суттєво збільшує інтенсивність забивання отворів решета що теж зменшує просівання прохідної фракції. Тому для підвищення ефективності роботи криволінійних решіт необхідно забезпечити їх надійними очисниками.

**Висновки.** Експериментальними дослідженнями встановлені оптимальні параметри роботи насінеочисної машини з серійними прямолінійними і експериментальними криволінійними решетами для сортування насіння соняшника: частота коливань решітного стану 400 кол/хв, подача вихідного матеріалу на решето шириною 240 мм і довжиною 560 мм 80 кг/год, радіус кривизни решета  $R_2=10,635$  м з максимальною величиною прогину в центральній його частині  $h_2=10$  мм.

На всіх криволінійних решетах, які досліджувались, отримали збільшення прохідної фракції, що підтверджує інтенсифікацію процесу сортування насіння соняшника. При оптимальних параметрах роботи решіт величина відсортованого щуплого насіння соняшника в прохід криволінійного решета перевищує прохід прямолінійного більш ніж у два рази.

## Список використаних джерел

1. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
2. Заїка П.М. Динаміка вібраційних зерноочисних машин. Машинобудування. 1977. – 278 с.
3. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 3, розділ 7. Очистка і сортування насіння. – Х.: Око: 2006. – 408 с.
4. Гортинський В.В., Демський А.Б., Борискін М.А. Процеси сепарування зерна на перероблювальних підприємствах. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
5. Кожуховский И.Е. Зерноочисні машини. М.: Машинобудування, 1974. – 200 с.
6. Кленин Н.И., Сакун В.Ф. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1994. – 751 с.
7. Патент України 41458, Бакум М.В., Леонов В.П., Бобро Н.Г. та ін. Віброрешітний сепаратор. В07В 1/40 U 200814237; заявл. 1012.2008; Опубл. 25.05.2009, № 10. – 5 с.

8. Патент України 14783, Бакум М.В., Леонов В.П., Горбатовский О.М. та ін. Решітний стан. А01D 34/00 U 200512897; заявл. 30.05.2005; Опубл. 15.05.2006, № 5. – 3 с.
9. Патент 27642 України. Вібраційна насіннеочисна машина / Бакум М.В., Путінцев А.А., Берюков І.А., Лук'яненко О.В. А01F 12/44 U 200707081; заявл. 25.06.2007; Опубл. 12.11.2007, №18. – 5 с.
10. Бакум М.В. Вплив кривизни решета на ефективність розділення насінневої суміші ріпаку / М.В. Бакум, С.О. Харченко, М.М. Крекот, М.О. Винокуров, О.В. Синаєва, О.С. Вотченко, А.С. Павленко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2017. – Вип. 180. – с. 5-12.
11. Бакум М.В. Вплив кривизни решета на ефективність очищення насіння гороху від його половинок / М.В. Бакум, М.М. Крекот, А.Д. Михайлов, М.М. Абдуєв, М.В. Циба, І.О. Басов // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка, - Харків: ХНТУСГ, 2018. – Вип. 190. – с. 73-80.

## **Аннотация**

### **ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ РЕШЕТА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ СОТИРОВКИ СЕМЧН ПОДСОЛНЕЧНИКА**

Бакум Н.В., Крекот Н.Н., Майборода М.Н., Винокуров Н.А., Вотченко А.С.

*Приведенны результаты экспериментальных исследований влияния основных параметров решетных сепараторов на эффективность сортировки семян подсолнечника. Подтверждено увеличение величины отсортированного шуплого семя на криволинейном решете  $R_2=10,635$  м с максимальной величиной прогиба 10 мм более чем в два раза по сравнению с прямолинейными решётами.*

## **Abstract**

### **INFLUENCE OF CREST CRISIS ON THE EFFICIENCY OF SORTING OF THE FAMILY OF THE SURFACE**

N. Bakum, N. Krekot, M. Maiboroda, N. Vinokurov, A. Votchenko

*The results of experimental studies of the influence of the main parameters of sieve separators on the efficiency of sorting sunflower seeds are given. The increase in the size of the sorted shply seed on a curvilinear sieve  $R_2=10.635$  m with a maximum deflection of 10 mm more than doubled compared with straight-line sieves was confirmed.*

## ДООЧИЩЕННЯ ТА СОРТУВАННЯ НАСІННЯ САФЛОРУ НА ВІБРОФРИКЦІЙНОМУ СЕПАРАТОРІ

Бакум М.В., к.т.н., проф., Михайлов А.Д., к.т.н., доц.,

Козій О.Б., к.т.н., доц., Чалая О.С., к.с.-г.н., доц.,

Беляєв В.В., студ., Никоненко В.В., студ., Сивопляс Р.Ю., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Наведено результати експериментальних досліджень доочищення та сортування насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі. Використання сепаратора дає можливість з некондиційної насінневої суміші отримати висококондиційне насіння сафлору.*

**Постановка проблеми.** Сепарація насіння тієї чи іншої культури, у тому числі насіння сафлору, залежить як від його фізико-механічних властивостей, так і від складності видалення з нього насіння бур'янів, насіння інших культурних рослин, домішок тощо.

Насінневий ворох, що потрапляє на післязбиральну обробку, являє собою суміш повноцінного, щуплого і травмованого насіння основної культури, насіння різних інших культурних рослин і бур'янів, домішок, частинок рослин, грудочок землі та ін. При цьому вміст насіння бур'янів та домішок в насінні основної культури може змінюватися у значних межах [1].

Післязбиральну обробку насіння доцільніше здійснювати на потокових лініях або механізованих токах, де окремі машини для очищення, сортування, просушування і затарювання об'єднані в одну технологічну лінію.

Але треба відмітити, що технічні засоби, які використовуються для післязбиральної обробки насіння сафлору, не завжди забезпечують отримання насіння з високими посівними показниками.

У зв'язку з цим, дослідження та розробка нових технологій сепарації, високоефективних та високопродуктивних сучасних насіннеочисних машин для очищення та сортування насіння сафлору має важливе значення і є актуальною задачею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Сафлор вирощують переважно як олійну культуру, перспективну для посушливої зони півдня України. Для посіву за інтенсивними технологіями допускається кондиційне насіння високих репродукцій. Внаслідок цього стало можливим різко зменшити норми висіву насіння сафлору. Норма висіву насіння 10...12 кг/га, на 1 м рядка має бути 4...5 рослин при міжрядді 45 см і 6...7 рослин при міжрядді 60...70 см. Середня врожайність сафлору становить 10...12 ц/га, при сприятливих умовах - до 20 ц/га і більше.

Норма висіву насіння та високі врожаї сафлора суттєво залежать від багатьох факторів, у тому числі від якості насіння.

При виборі та налагоджуванні насіннеочисних машин та іншого технологічного обладнання для сепарації насіння сафлору і отримання насіння з високими посівними показниками необхідно враховувати ряд особливостей посівного матеріалу (фізико-механічні властивості, вміст насіння основної культури, наявність насіння бур'янів та домішок, їх види, вологість та ін.).

Після обробки насінневих сумішей сафлору на серійних зерноочисних машинах загального призначення у посівних фракціях залишається значна кількість важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок, дрібного, щуплого, травмованого здвоєного насіння основної культури, що погіршує якість посівного матеріалу і знижує його врожайні властивості [2]. Це визначає необхідність введення в технологію підготовки посівного матеріалу спеціальних насіннеочисних машин. Але це не завжди призводить до позитивного результату.

У теперішній час усе більш широке застосування для післязбиральної обробки насіння сафлору знаходять віброфрикційні сепаратори з неперфорованими фрикційними робочими поверхнями, які сепарують насіння за комплексом фізико-механічних властивостей (фрикційними властивостями, пружністю і формою насіння) [3].

Мета дослідження. Дослідити можливість підвищення посівних якостей насіння сафлору за рахунок його доочищення та сортування на віброфрикційному сепараторі з неперфорованими фрикційними поверхнями.

Результати досліджень. Важливим фактором сучасних інтенсивних технологій виробництва продукції рослинництва є високоякісне насіння сільськогосподарських культур, у тому числі насіння сафлору, що забезпечує високий його потенціал врожайності, має хороші посівні якості, оброблене захисностимулюючими речовинами, внаслідок чого є можливість значно зменшити норму його висіву. Якісний насінневий матеріал дає змогу навіть без додаткових енергетичних витрат (добрива, пестициди) забезпечити належний ріст рослин, зменшити негативний вплив бур'янів, хвороб, шкідників і на цій основі підвищити врожайність культури і якість одержуваної продукції.

Для встановлення можливості доочищення насіння сафлору від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок з одночасним сортуванням насіння основної культури були проведені експериментальні дослідження з використанням віброфрикційного сепаратора [4, 5].

Установочно - кінематичні параметри роботи сепаратора були наступними: амплітуда коливань робочого органу - 1,0 мм; частота коливань -  $175,0\text{с}^{-1}$ ; поздовжній кут нахилу робочого органу -  $2,9^\circ$ ; поперечний кут нахилу -  $2,3^\circ$ ; кут спрямованості коливань -  $31,0^\circ$ . Подача на кожен робочу поверхню була прийнята рівної 12,0 кг/год. При сепарації насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі в якості покриття робочих поверхонь використовувався брезент.

У відповідності вимогам до посівного матеріалу насіння сафлору повинно відповідати наступним посівним показникам: сортова чистота (типичність) мінімум - 90,0%, вміст насіння основної культури мінімум - 97,0%, вміст насіння інших культурних рослин максимум - 36,0 шт./кг; вміст насіння

бур'янів максимум - 16,0 шт./кг, схожість насіння мінімум - 80,0%, вологість насіння максимум - 13,0%.

Вихідний насінневий матеріал у процесі обробки на віброфрикційному сепараторі розділявся на сім фракцій. По кожній фракції і вихідному насінню проводили визначення посівних якостей (вмісту насіння основної культури, схожості, енергії проростання, маси 1000 насінин).

Результати доочищення та сортування насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі наведено у таблиці 1.

Насіннева суміш сафлору після сепарації на повітряно-решітно-трієрних зерноочисних машинах загального призначення мала наступні посівні показники: вміст насіння основної культури - 90,34%, насіння бур'янів - 0,51%, насіння інших культур - 3,87%, мінеральних домішок - 0,47%, легких домішок - 4,81%, схожість насіння сафлору - 78,0%, енергію проростання - 72,0%, масу 1000 насінин - 39,98 г.

Аналіз результатів проведених експериментальних досліджень доочищення та сортування насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі показує (табл. 1), що у першу фракцію потрапило насіння сафлору вміст насіння основної культури, схожість, енергія проростання та маса 1000 насінин якого, у порівнянні з такими показниками вихідного насіння, відповідно, суттєво зменшилось, на 25,63%; 16,0%; 22,0%; 8,55 г. Вихід насіння сафлору цієї фракції склав 0,07% від маси вихідного матеріалу. В цю фракцію потрапило 2,94% насіння бур'янів, 8,82% насіння інших культур, 23,53% легких домішок. За посівними показниками насіння сафлору цієї фракції не відповідає якісним показникам і є некондиційним згідно вимог до посівного матеріалу.

При виході другої фракції 10,00% (від маси вихідної суміші) до неї потрапило насіння сафлору, яке за вмістом насіння основної культури, схожістю, енергією проростання, масою 1000 насінин, відповідно, перевищує вихідне насіння на 8,38%; 8,0%; 8,0% та 4,32 г. В цю фракцію потрапило лише 0,04% насіння бур'янів та 1,24% насіння інших культур.

У третій приймальник потрапила суміш сафлору (вміст фракції 30,08% від маси вихідного матеріалу), у якого вміст насіння основної культури, схожість та енергія проростання перевищує ці показники вихідного насіння, відповідно, на 7,55%; 12,0%; 10,0%. У порівнянні з вихідним матеріалом маса 1000 насінин сафлору підвищилась на 2,22г. Як і у другу фракцію у цей приймальник не потрапили мінеральні і легкі домішки, а потрапило лише насіння бур'янів у кількості 0,14% та насіння інших культур у кількості 1,97%. Насіння цієї фракції відповідає вимогам до посівного матеріалу і є кондиційним.

Вихід насінневого матеріалу сафлору четвертого приймальника найбільший і складає 48,47% від маси вихідної суміші. Вміст насіння основної культури, схожість, енергія проростання та маса 1000 насінин, у порівнянні з вихідним насінням, відповідно, збільшилось на 6,82%; 5,0%; 43,0% і 1,72 г. Як у другого і третього приймальника насіння сафлору відповідає вимогам до посівного матеріалу.

Таблиця 1 - Результати доочищення та сортування насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі

Найменування показників	Вихідна суміш	Номер фракції (приймальника)						
		1	2	3	4	5	6	7
Розподілення насінневої суміші по фракціях:								
кг	51,492	0,034	5,150	15,491	24,959	1,842	2,698	1,318
%	100,00	0,07	10,00	30,08	48,47	3,58	5,24	2,56
Розподілення насінневої суміші зростаючим підсумком:								
кг	-	0,034	5,184	20,675	45,634	47,476	50,874	51,492
%	-	0,07	10,07	40,15	88,62	92,20	97,44	100,00
Вміст насіння сафлору, %	90,34	64,71	98,72	97,89	97,16	58,56	34,02	-
Вміст насіння бур'янів, %	0,51	2,94	0,04	0,14	0,16	3,59	3,70	2,43
Вміст насіння інших культур, %	3,87	8,82	1,24	1,97	2,41	27,14	14,48	9,79
Вміст насіння мінеральних домішок, %	0,47	-	-	-	-	-	4,34	9,41
Вміст легких домішок, %	4,81	23,53	-	-	0,27	10,71	43,46	78,37
Маса 1000 насінин, г	39,98	31,43	44,30	42,20	41,70	32,15	28,10	-
Схожість, %	78,0	62,0	86,0	90,0	83,0	34,0	17,0	-
Енергія проростання, %	72,0	50,0	80,0	82,0	77,0	29,0	13,0	-
Якість насіння	Неконд.	Неконд.	Конд.	Конд.	Конд.	Неконд.	Неконд.	Неконд.

У порівнянні з посівними показниками вихідного матеріалу, у п'ятий приймальник потрапила насіннева суміш сафлору, яка за вмістом насіння основної культури, схожістю, енергією проростання та масою 1000 насінин сафлору нижча цих показників вихідного насіння, відповідно, на 31,78%; 44,0%; 3,0% і 7,83г (вихід фракції 3,58% від маси вихідного матеріалу). За посівними показниками насіння сафлору цієї фракції є некондиційним.

При виході насінневої суміші сафлору шостої фракції 5,24% до неї потрапило некондиційне насіння, як за вмістом насіння основної культури, схожістю, енергією проростання та масою 1000 насінин сафлору зменшилось, у порівнянні з вихідним насінням, відповідно, на 56,32%; 61,0%; 59,0%; 11,88 г. У цей приймальник потрапило значна кількість насіння бур'янів 3,70%; насіння інших культур 14,48%; мінеральні і легкі домішки, відповідно, 4,34% і 43,46%. За посівними показниками насіння цієї фракції також є некондиційним і не відповідає вимогам до посівного матеріалу.

Треба відзначити, що у сьомому приймальнику (вихід фракції 2,56% від маси вихідного матеріалу) не було виявлено насіння сафлору, а надійшло у цей приймальник 2,43% насіння бур'янів, 9,79% насіння інших культур, 9,41% мінеральних домішок, 78,37% легких домішок.

Висновки. За результатами проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

- на віброфрикційному сепараторі з неперфорованим робочим органом за один пропуск є можливість виділити з насіння сафлору важковідокремлюване насіння бур'янів, насіння інших культур, мінеральні та легкі домішки;

- вихід кондиційного насіння складає 88,55% від маси вихідного матеріалу;

- у відхід разом з насінням бур'янів, насінням інших культур, мінеральними та легкими домішками виділяється неповноцінне (травмоване, шупле, недорозвинене) насіння основної культури. Тому є можливість значно підвищити такі важливі посівні якості насіння як вміст насіння основної культури, схожість, енергію проростання, масу 1000 насінин.

Доочищення та сортування насіння сафлору на віброфрикційному сепараторі з виділенням для посіву повноцінного насіння забезпечує підвищення основних показників посівних якостей насіння, що збільшує врожайність цієї культури.

### **Список використаних джерел**

1. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. - Воронеж: Изд - во НПО "Модек", 2006. - 384 с.
2. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Іщенко В.В. та ін. / за редакцією Д.Г. Войтюка / Сільськогосподарські машини - К.: Агроосвіта, 2015. - 679 с.
3. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико - механических свойств. - М.: Колос, 1978. - 287с.
4. Заїка П.М Теорія сільськогосподарських машин т.3, розділ 7. Очистка і сортування насіння - Харків: Око, 2006. - 407 с.



5. Заїка П.М., Бакум М.В., Михайлов А.Д. Вібраційна насіннеочисна машина для доочищення насіння сільськогосподарських культур. Журнал Пропозиція. № 6, 2005. с. 102.

#### **Аннотація**

### **ДООЧИСТКА И СОРТИРОВАНИЕ СЕМЯН САФЛОРА НА ВИБРОФРИКЦИОННОМ СЕПАРАТОРЕ**

Бакум Н.В., Михайлов А.Д., Козий А.Б., Чалая О.С., Беляев В.В.,  
Никоненко В.В., Сивопляс Р.Ю.

*Приведены результаты экспериментальных исследований доочистки и сортирования семян сафлора на виброфрикционном сепараторе. Использование сепаратора дает возможность из некондиционной семенной смеси получить высококондиционные семена сафлора.*

#### **Abstract**

### **CLEANING AND SORTING OF SAFLOR SEEDS ON A VIBROFRICTION SEPARATOR**

N. Bakum, A. Mikhaylov, A. Koziy, O. Chalaya, V. Belyayev, V. Nikonenko,  
R. Sivoplyas

*The results of experimental studies of purification and sorting of safflower seeds on a vibrofriction separator are presented. The use of a separator makes it possible to obtain highly conservative safflower seeds from substandard seed mixture.*

## ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РЕШЕТНИХ СЕПАРАТОРІВ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПОСІВНОГО МАТЕРІАЛУ САФЛОРУ

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Крекот М.М., к.т.н., доц.,  
Михайлов А.Д., к.т.н., доц., Козій О.Б., к.т.н., доц.,  
Майборода М.М., к.е.н., викл., Пузік В.К., д.с-г.н., проф.,  
Чалая О.С., к.с-г.н., доц., Басов О.І., інж., Циба М.В., викл.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*На основі аналізу розмірних характеристик компонентів насінневих сумішей сафлору обґрунтовано оптимальну схему роботи решітного сепаратора. Підтверджена висока ефективність послідовного відокремлення насіння інших сільськогосподарських культур та бурянів у сходову фракцію решета з круглими отворами діаметром 5,0 мм і сходову фракцію решета з прямокутними отворами шириною 3 мм.*

**Вступ.** Сафлор красильний сорту Лагідний має висоту рослин - 92 см. Вегетаційний період - 110 днів. Квітки рослин червоно-помаранчеві. Рослина має зкруглені верхні листки без зазубрин по краю листової пластинки. Колючки відсутні, тільки в окремі дуже посушливі роки може спостерігатися наявність колючок по одній на кожному листку, які огортають кошик. Сорт стійкий проти фузаріозу та іржі, придатний до механізованого збирання. Олійність насіння - 30%, маса 1000 насінин - 46 г.

Сафлор сорту Лагідний не боїться заморозків, тому сіяти його необхідно в ранні терміни разом з яровими зерновими або льоном олійним. Посів може бути суцільнорядковий, вузькорядний або широкорядний. Густота рослин з міжряддями 45 см - 280 тис. шт. / га, з міжряддями 70 см - 240 тис. шт / га. Урожайність сорту у сортовипробуванні - 1,6 т / га. Насіння сафлору можуть використовуватися для отримання натуральних барвників, а також як сировина для виготовлення харчового масла і на корм птахам. За загальними показниками якості насіння і масла сафлор не відрізняється від насіння соняшникової олії, крім значного вмісту інуліну і більшою лузжистістю насіння [1].

**Постановка задачі.** Для отримання високих урожаїв сафлор необхідно висівати у рані строки, що часто призводить до виконання неповного комплексу передпосівної підготовки ґрунту. В результаті на посівах сафлору можуть залишитися як падолішні сходи сільськогосподарських культур, що вирощувались у попередньому сезоні, так і буряни характерні для конкретних полів. Це призводить до засміченості не лише посівів, а і зібраної зернової частини сафлору, що суттєво ускладнює її післязбиральну обробку, а особливо підготовку посівного матеріалу. Так, як основну частину технологічних ліній для післязбиральної обробки зернової частини урожаю сільськогосподарських

культур і сафлору в тому числі, складають повітряно-решетно-трієрні машини, то якість отриманої основної (очищеної) фракції багато в чому залежатиме від ефективності роботи повітряної, решітної і трієрної очисток зерноочисних машин [2-3].

**Мета дослідження.** Обґрунтування раціональної схеми очищення насінневої суміші сафлору на повітряно-решітному сепараторі з тихохідними коливними решітними станами.

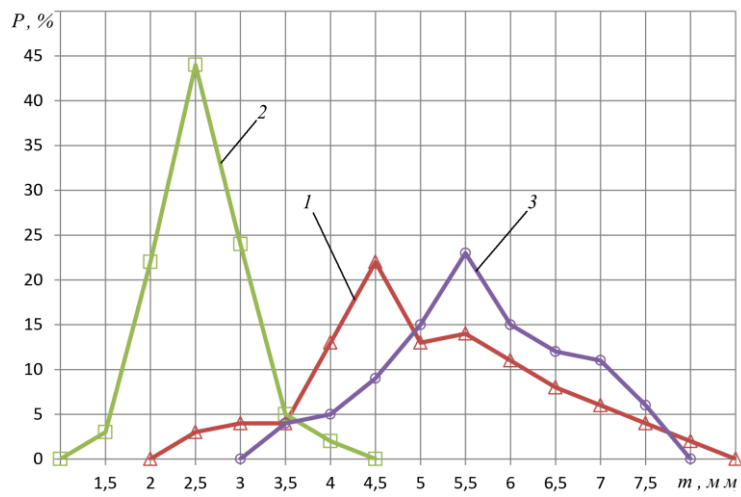
**Результати досліджень.** Вихідним матеріалом для досліджень була насіннева суміш сафлору сорту Лагідний урожаю 2018 р. після попереднього очищення на пневматичному сепараторі з нахиленим сепарувальним каналом [4]. До її складу входило 7,92%, від загальної маси, насіння інших сільськогосподарських культур і в першу чергу насіння озимої пшениці та гороху, а також 2,84%, від маси вихідного матеріалу, подрібнене насіння цих культур, насіння бур'янів становило 0,65% від маси вихідного матеріалу. Серед нього більшу частину становили насіння щиріці, лободи, проса курячого та щетиника зеленого і сизого. Слід зазначити, що за розмірами наявне насіння бур'янів значно менше насіння сафлору і його можна ефективно відокремити у проходову фракцію підсівного решета решітної зерноочисної машини практично без втрат основної культури. При цьому очевидно і що повітряна очистка для відокремлення повноцінного насіння таких бур'янів з насінневої суміші сафлору малоефективна.

Для обґрунтування раціональних схем решітної сепарації насінневої суміші сафлору з домішками насіння пшениці озимої і гороху дослідили їх розмірні характеристики. Результати досліджень у вигляді варіаційних рядів і кривих наведених табл. 1. та на рис. 1.

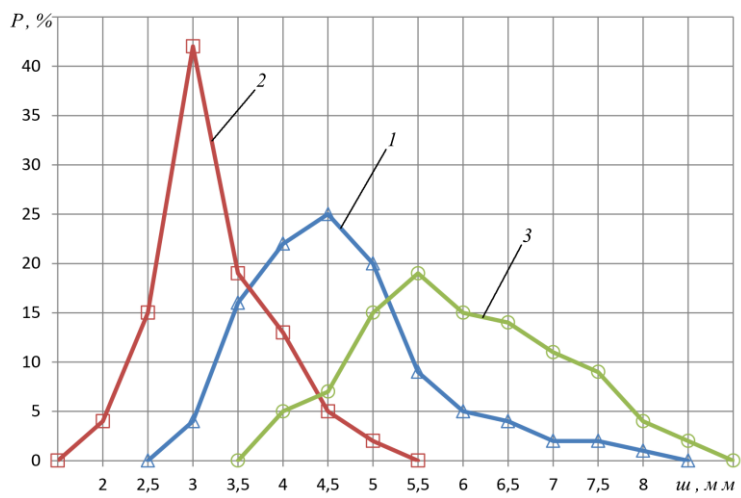
Як видно з таблиці та графіків варіаційні криві насіння сафлору, пшениці і гороху за всіма розмірами суттєво накладаються, що свідчить про неможливість повного відокремлення жодного з них ні за яким розміром.

Аналіз варіаційних кривих товщини насіння (рис. 1, а) показує в проходову фракцію решета з прямокутними отворами шириною 3,0 мм є можливість відокремити порядка 95% насіння пшениці (залишається лише саме крупне) при втратах у проході порядка 7% дрібного насіння сафлору. Насіння гороху на решетах з прямокутними отворами від насіння сафлору відокремити неможливо, адже їх варіаційні криві повністю накладаються.

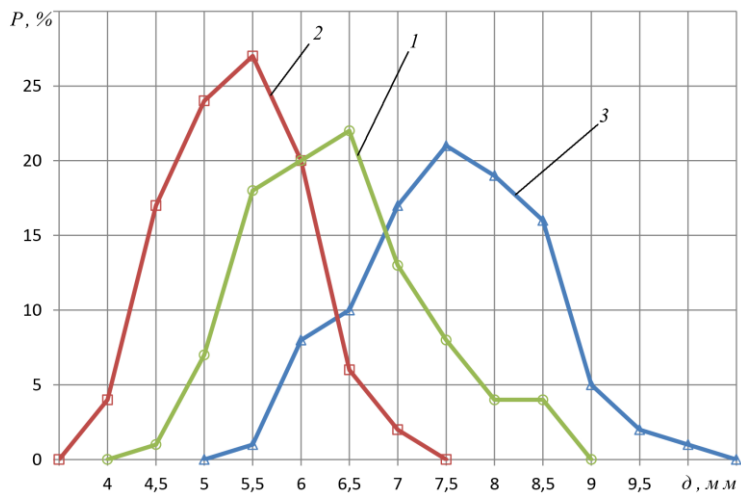
За шириною варіаційні криві пшениці і гороху теж суттєво накладаються на варіаційну криву насіння сафлору (рис. 1. б). Якщо враховувати що саму велику ширину має насіння сафлору, яке для посівного матеріалу не зовсім придатне (ускладнюється налагодження висівних систем), то на решетах з круглими отворами діаметром 5,0 мм можна виділити у сходову фракцію більше 80% насіння гороху. Якщо решетові забезпечити підвищену частоту коливань (більшу 350 кол/хв), або підвищену товщину шару вихідного матеріалу, то можна досягти ще вищої повноти відокремлення насіння гороху у сходову фракцію.



а



б



в

а - по товщині, б – по ширині, в – по довжині 1 - насіння сафлору; 2 - пшениці озимої; 3 - гороху

Рис. 1 – Варіаційні криві розмірних характеристик компонентів насінневої суміші сафлору

Таблиця 1 – Варіаційні ряди розподілення розмірних характеристик компонентів насінневих сумішей сафлору

Культура	Границі класів по товщині, мм														
	0,5-1,0	1,0-1,5	1,5-2,0	2,0-2,5	2,5-3,0	3,0-3,5	3,5-4,0	4,0-4,5	4,5-5,0	5,0-5,5	5,5-6,0	6,0-6,5	6,5-7,0	7,0-7,5	7,5-8,0
Сафлор				3	4	4	13	22	13	14	11	8	6	4	2
Пшениця		3	22	44	24	5	2								
Горох						4	5	9	15	23	15	12	11	6	
Культура	Границі класів по ширині, мм														
	1,5-2,0	2,0-2,5	2,5-3,0	3,0-3,5	3,5-4,0	4,0-4,5	4,5-5,0	5,0-5,5	5,5-6,0	6,0-6,5	6,5-7,0	7,0-7,5	7,5-8,0	8,0-8,5	8,5-9,0
Сафлор			4	16	22	25	20	9	5	4	2	2	1		
Пшениця	4	15	42	19	13	5	2								
Горох					5	7	15	19	15	19	11	9	4	2	
Культура	Границі класів по довжині, мм														
	2,5-3,0	3,0-3,5	3,5-4,0	4,0-4,5	4,5-5,0	5,0-5,5	5,5-6,0	6,0-6,5	6,5-7,0	7,0-7,5	7,5-8,0	8,0-8,5	8,5-9,0	9,0-9,5	9,5-10,0
Сафлор						1	8	10	17	21	19	16	5	2	1
Пшениця			4	17	24	27	20	6	2						
Горох				1	7	18	20	22	13	8	4	4			

Таблиця 2 – Результати доочищення насінневої суміші сафлору на решетах насіннеочисної машини СМ-0,15

Показники  Фракція	Розподіл за фракціями		Насіння сафлору, %	Насіння бурянів, %	Насіння інших культур, %	Подрібнене насіння інших культур %	Мінеральні домішки, %	Легкі домішки, %	Маса 1000 насінин сафлору, г	Енергія проростання, %	Схожість, %
	кг	%									
Вихідна суміш	18,300	100	85,24	0,65	7,92	2,84	0,65	2,7	39,84	65	70
на решетах з круглими отворами діаметром 5,0 мм											
Схід	4,920	26,89	85,94	-	3,13	1,30	1,55	8,09	50,50	64	68
Прохід	13,380	73,11	84,98	0,89	9,68	3,41	0,32	0,72	35,92	65	71
на решетах з прямокутними отворами шириною 3,0 мм											
Схід	10,200	55,73	99,42	-	0,49	-	-	0,09	38,80	72	78
Прохід	3,180	17,38	38,66	3,75	39,15	14,36	1,36	2,72	26,70	43	49

Решето з круглими отворами в якості верхнього решета також буде ефективним для відокремлення як крупних часток стебел, так і кусочків мінеральних домішків які не відокремлюються у повітряних потоках пневмосепараторів.

Насіння пшениці по ширині від насіння сафлору майже не відрізняється, то решета з прямокутними отворами для цього використовувати недоцільно.

Взаємне розміщення варіаційних кривих досліджуваного насіння по довжині (рис. 1. в) показує, що їх розділення у трієрних циліндрах буде малоефективне. Так в жолоб трієрного циліндра з комірками діаметром 5,5 мм можна відокремити порядку 70% дрібного насіння пшениці і 25% гороху при незначних втратах короткого насіння сафлору. При цьому необхідно знизити суттєво продуктивність трієрного циліндра.

Таким чином, аналіз розмірних характеристик насіння сафлору, пшениці і гороху показав, що найефективніше за розмірами горох від сафлору можна відокремити на решетах з круглими отворами діаметром 5,0 мм, а насіння пшениці на решетах з прямокутними отворами шириною 3,0 мм. Крім того необхідно звернути увагу на особливу форму насіння сафлору яка з однієї сторони активізує самоорієнтацію і потрапляння насінин в отвори решіт як прямокутні, так і круглі, а з іншої – підвищує схильність до заклинювання в них, що призводить до забивання решіт. Тому для ефективної роботи решіт насіннеочисних машин на сепарації насінневих сумішей сафлору необхідно забезпечити надійну очистку отворів решіт від насіння що заклинюється.

Перевірку обгрунтованості схеми доочищення насіння сафлору виконували на насіннеочисній машині СМ-0,15.

Результати сепарації насінневої суміші сафлору на решетах насіннеочисної машини СМ-0,15 приведені в табл. 2. Як видно з таблиці сходом з верхнього решета з круглими отворами діаметром 5,0 мм відокремилось саме крупне та подвійне насіння сафлору, яке становить 85,94% від маси цієї фракції. Маса 1000 насінин сафлору цієї фракції 50,50 г, що на 10,66 г більша маси 1000 насінин вихідної суміші. В цю фракцію повністю відокремилось насіння гороху та його половинки і крупні кусочки стебел, суцвіть та мінеральних домішків.

Проходова фракція становить 73,11% від загальної маси насінневої суміші і за всіма показниками не відповідає показникам до посівного матеріалу: вміст насіння основної культури лише 84,98%, а насіння бурянів (щиріці, проса курячого, мишію та ін.) 0,89%, зерна пшениці 9,68%, подрібненого зерна інших культур 3,91% та домішок мінеральних 0,32% і легких 0,72% від маси проходової фракції. Насіння сафлору в цю фракцію виділилось середнє та дрібне за розмірами. Його маса 1000 штук 35,92 г, що на 3,92 г менше маси 1000 насінин вихідної суміші.

Проходова фракція верхнього решета доочищалась на нижньому з

прямокутними отворами шириною 3,0 мм.

Сходом з нижнього решета відокремилось 95,73% маси вихідного матеріалу. Причому, 99,42% маси цієї фракції становить насіння сафлору. Слід відзначити, що насіння сафлору у цій фракції середніх розмірів, без двійників. Його маса 1000 штук 38,83 г що на 2,88 г більша маси насіння проходової фракції верхнього решета але на 1,04 г менша маси насіння сафлору вихідної фракції.

До цієї фракції також відокремилась частини крупного насіння пшениці (0,49% від маси фракції) та 0,09% становили середні за розмірами кусочки стебел та суцвіть.

У проходову фракцію нижнього решета виділилося 17,38% маси вихідної суміші. Насіння сафлору у ній становить лише 38,66%. Вона значно менше за товщиною і шириною від насіння сафлору яке відокремилось у сходову фракцію нижнього решета. Маса його 1000 насінин лише 26,7 г, що на 12,1 г менша маси насінин сходової фракції та на 13,14 г менша маси насінин вихідної суміші.

У проходову фракцію повністю просіялось насіння бур'янів, подрібнене насіння інших культур і мінеральні домішки. Зерна пшениці становить 39,15% від маси цієї фракції, а легкі домішки -2,72%.

Одночасно з очисткою відбувається і сортування насіння сафлору. Так, у сходову фракцію решета з круглими отворами діаметром 5,0 мм відокремлюється саме крупне насіння сафлору і в першу чергу здвоєне. Його маса 1000 штук 50,50 г, що на 10,66 г більша ніж насіння вихідної фракції, але за енергією проростання і схожістю вони майже не відрізняються. Пояснюється це тим, що у багатьох здвоєних насінин немає зернівки.

У сходову фракцію решета з прямокутними отворами шириною 3,0 мм відсортувалось вирівняне за розмірами насіння сафлору. Незважаючи на те, що маса його 1000 штук на 1,04 г менше ніж насіння вихідної суміші, енергія проростання вища на 7%, а схожість вища на 8% і становить, відповідно, 72% і 78%. У проходову фракцію відсортувалось дрібне насіння сафлору, яке має масу 1000 штук 26,7 г, енергію проростання 43%, а лабораторну схожість лише 49%.

### **Висновки.**

Решітні сепаратори з тихохідними коливальними решітними станами доцільно використовувати в якості машин для основної очистки насінневих сумішей сафлору при організації послідовної сепарації вихідного матеріалу на решетах з круглими отворами діаметром 5,0 мм і прямокутними отворами шириною 3,0 мм.

Одночасно з очисткою вихідного матеріалу забезпечується сортування насіння сафлору. У сходову фракцію нижнього решета з криволінійними отворами виділяється найбільш вирівняне насіння з найвищими посівними показниками.



## Список використаних джерел

1. Матеев Е.З., Шахов С. В., Шукуров Б.Э. К вопросу переработки сафлора как перспективной масличной культуры // Международный студенческий научный вестник. – 2015. – № 3-2.
2. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. - Воронеж: Изд - во НПО “Модек”, 2006. – 384 с.
3. Интенсификация сепарирования зерна. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.
4. Бакум М.В. Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Леонов В.П., Шевченко М.І. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2008. – Вип. 75, Т.2.– С. 72-78.

## Аннотация

### **ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РЕШЕТНОГО СЕПАРАТОРОВ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ПОСЕВНОГО МАТЕРИАЛА САФЛОРА**

Бакум Н.В., Крекот Н.Н., Михайлов А.Д., Козій А.Б., Майборода М.Н., Пузик В.К., Чалая О.С., Басов А.И., Циба Н.В.

*На основе анализа размерных характеристик компонентов семенных смесей сафлора обоснованно оптимальную схему работы решетного сепаратора. Подтверждена высокая эффективность последовательного отделения семян других сельскохозяйственных культур и сорняков в сходовую фракцию решета с круглыми отверстиями диаметром 5,0 мм и сходовую фракцию решета с прямоугольными отверстиями шириной 3 мм.*

## Abstract

### **REALIZATION OF THE EFFICIENCY OF THE USE OF LAYER SEPARATORS FOR PREPARING GENERAL MATERIAL OF SAFLOOR**

N. Bakum , N. Krekot, A. Mikhailov, A. Kozi, M. Mayboroda, V. Puzik, O. Chalaya, A. Basov, N. Tsiba

*Based on the analysis of the dimensional characteristics of the components of seeds of safflower mixtures, an optimal scheme of operation of the grid separator was proved. The high efficiency of sequential separation of seeds of other crops and storms in the through fraction of a sieve with round apertures in diameter of 5.0 mm and a through fraction of a sieve with rectangular openings in width of 3 mm is confirmed.*

## ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Барабаш Г.І., к.т.н., доц., Таценко О.В., ст. викл.

Сумський національний аграрний університет

*Пошуки ефективних рішень в технологіях збирання зернових культур ведуться через впровадження нових підходів і способів виконання елементів технологічних операцій та підбір технічних засобів для якісного їх виконання.*

*Одним із напрямків вдосконалення використання технічних засобів є дослідження і обґрунтування роботи машинних агрегатів на робочих ділянках через оптимізацію їх кінематичних показників при русі по полю. Проблема полягає в тому щоб встановити залежності кінематичних показників використання технічних засобів, а в технологічному процесі збирання зернових культур зернозбирального комбайна, від схем руху і способів його повороту шляхом математичного моделювання.*

*Для самохідних зернозбиральних комбайнів ширина захвату визначається шириною захвату жниварки. Конструкційна ширина захвату жниварки залежить, як правило, від класу комбайна. При застосуванні рядової системи, як показали наші спостереження, недовикористання захвату жниварки може складати 15-20 см, а високоточних – до 10 см. Цей показник ні в якій мірі не залежить від способів руху і видів повороту комбайна.*

*Єдиним способом руху комбайна при збиранні зернових культур на полях правильної форми є круговий спосіб - в складок (від периферії до центру). Як показали наші аналітичні розрахунки, проведені на базі комбайна зернозбирального ПАЛЕССЕ GS 12 з шириною захвату жниварки 7м при розмірі поля 150 га та різними схемами поворотів (з боковою закритою петлею; з використанням заднього ходу; з використанням діагонального прокоосу), у всіх трьох варіантів коефіцієнт використання робочих ходів доволі високий. Але найбільше значення має той коефіцієнт, де організований рух комбайна на загінці з прокосами. Ця схема руху агрегату має ще одну позитивну сторону: в місцях, де виконується цей холостий хід не потрібно знижувати швидкість або переключати реверс, як це в інших варіантах.*

**Постановка проблеми.** Пошуки ефективних технологічних рішень та заходів в технологіях збирання зернових сільськогосподарських культур ведуться через впровадження нових підходів і способів виконання технологічних операцій в збиральних процесах та підбір технічних засобів для якісного їх виконання.

Технологічні процеси збирання зернових культур є основними складовими частинами зональних науково обґрунтованих систем виробництва продукції сільськогосподарських культур. Особливо важливе значення вони набувають в сучасних умовах, коли істотно погіршується ресурсне

забезпечення та пошук шляхів по їх ефективному використанню[1].

Одним із напрямків вдосконалення використання технічних засобів у технологічних процесах виробництва продукції сільськогосподарських культур є дослідження і обґрунтування роботи машинних агрегатів на робочих ділянках через оптимізацію їх кінематичних показників при русі по полю.

Проблема полягає в тому щоб встановити залежності кінематичних показників використання технічних засобів, а в технологічному процесі збирання зернових культур зернозбирального комбайна, від схем руху і способів його повороту шляхом аналітичного та математичного моделювання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблема вивчення і вдосконалення способів руху та типів поворотів в технологічних операціях, в тому числі і процесів збирання зернових культур є важливою для ефективності використання систем і комплексів машин в Україні на протязі значного періоду часу.

Визначення ефективності роботи машинних агрегатів в рослинництві повною мірою пов'язане з їх кінематичними характеристиками, які безпосередньо будуть впливати на коефіцієнт використання робочого часу будь-якого машинного агрегату. Це стосується також зернозбиральних комбайнів, які є найбільш складним технічним засобом в аграрному виробництві.

В останній час наукові дослідження в питанні використання технічних засобів в технологічних процесах направлені на визначення раціональної структури затрат для виконання технологічних процесів через обґрунтування складу машинних агрегатів та режимів їх роботи. У роботах М.К. Діденка, В.Д. Гречкосія, І.І. Мельника, С.М. Бондаря [1] розроблена методика, яка дає змогу визначити раціональні структури машинних агрегатів для виконання технологічних процесів в системах технологій виробництва продукції рослинництва де також враховуються питання кінематики руху машинних агрегатів.

Також питанню кінематики використання машинних агрегатів при розробці операційної технології розглядалось в роботі [2] науковцями Г.І. Барабаш, В.М. Зубко, О.Г. Барабаш, Т.В. Хворост.

Аналітичні дослідження стосовно кінематичних характеристик роботи машинних агрегатів (комбайнів) при виконанні технологічних операцій та оцінки ефективності їх роботи в залежності від виробничих умов мало проводились.

**Мета дослідження.** Обґрунтування раціональних складів і режимів роботи машинних агрегатів повинно опиратися на систему математичних моделей, які відтворюють взаємозалежність між умовами роботи і вимогами до технологічних процесів.

В технічній літературі та підручниках по виробничій експлуатації машин і обладнання в рослинництві є інформація стосовно того, як визначаються кінематичні параметри машинних агрегатів взагалі, але стосовно роботи комбайнів інформації мало і зовсім вона відсутня про залежність кінематичних показників від схем руху та способів повороту зернозбиральних комбайнів.

Забезпечення виконання перелічених вище задач полягає в тому, щоб надати методичні підходи по визначенню основних кінематичних показників зернозбиральних комбайнів в різних умовах їх використання, що дасть можливість вибрати найбільш раціональні способи руху і види поворотів які забезпечать: підвищення продуктивності, зменшення витрат енергетичних ресурсів, якісне виконання робіт по необхідних критеріях.

**Теоретичні передумови наукового дослідження.** Пошуки ефективних технологічних рішень та заходів в технологіях виробництва сільськогосподарської продукції ведуться через впровадження нових підходів і способів в технологічних процесах та підбір технічних засобів для якісного їх виконання, в тому числі і при проведенні технологічних операцій збирання сільськогосподарських культур зернозбиральними комбайнами.

Теоретичні передумови визначення кінематичних параметрів.:

Робоча ширина захвату,  $B_p$ :

$$B_p = \beta * B_k \quad (1)$$

де:  $\beta$  – коефіцієнт використання ширини захвату;  $B_k$  – конструкційна ширина захвата робочої машини.

Для самохідних зернозбиральних комбайнів ширина захвату визначається шириною захвата жниварки – хедера (при прямому комбайнуванні) або шириною захвата валкової жниварки (при роздільному способі збирання). Конструкційна ширина захвата жниварки залежить, як правило, від класу комбайна – чим вища продуктивність комбайна тим більша ширина захвата, що дає можливість більш повно використати технічні можливості комбайна. Цей показник відображається в технічній характеристиці комбайна. В звичайних виробничих умовах коефіцієнт  $\beta$  теж, як правило, залежить прямо пропорційно від ширини захвату жниварки. Він знаходився в межах 0,93...0,96 в залежності від ширини захвату жниварки. В передових господарствах, де застосовуються навігаційні системи, такої прямої залежності не існує. При застосуванні рядової системи, як показали наші спостереження, недовикористання захвату жниварки може складати 15...20 см, а високоточних – до 10 см. Але ці системи дуже дорогі. Цей показник ні в якій мірі не залежить від способів руху і видів повороту комбайна.

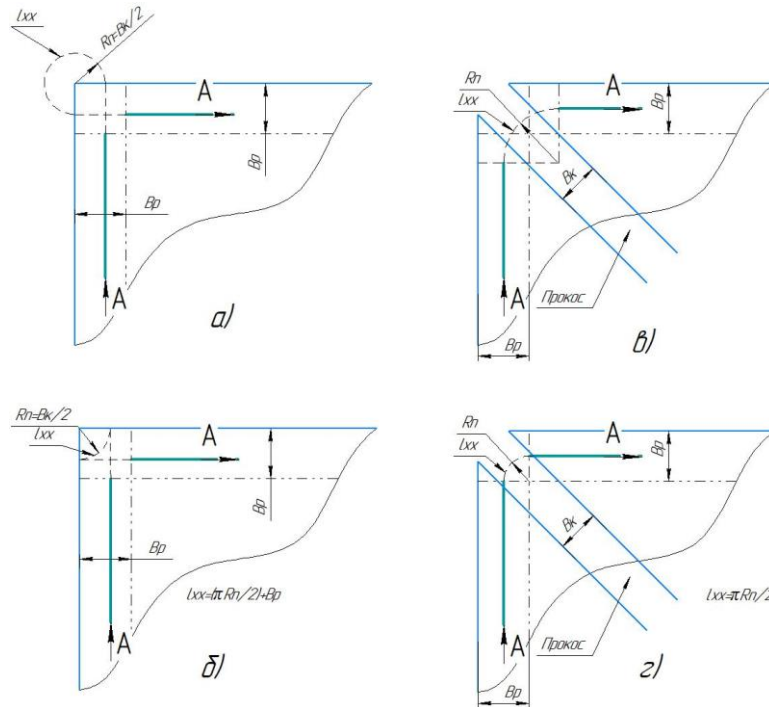
Способи руху та види поворотів.

Перед тим, як вибрати способи руху і схему поворотів (Рис. 1) виконавці повинні дотримуватись одної беззаперечної вимоги: поле повинно бути поділене на загінки, якщо його площа перевищує 50 га. Крім того поле повинно бути обкошеним по периметру, а потім зроблені прокоси між загінками, потім вслід за комбайном необхідно скошені смуги обробити ґрунтообробним машинним агрегатом (як правило, плужним).

Єдиним способом руху комбайна при збиранні зернових культур на полях правильної форми є круговий спосіб - в складок (від периферії до центру).

Окрім цього до загінки є ще дві вимоги:

- вона повинна мати оптимальну ширину, що потім буде позитивно відобразитись на техніко-експлуатаційних показниках використання комбайну;
- розмір ширини загінки повинен бути кратним робочій ширині захвату жнивarki.



а) з боковою закритою петлею; б) з використанням заднього ходу; в), г) з використанням діагонального прокоосу; ----- - холостий хід на повороті

Рис. 1 – Схеми повороту зернозбиральних комбайнів

Оптимальна ширина загінки  $C_{opt}$  визначається за формулою:

$$C_{opt} = \sqrt{3 * B_k * l_p} \quad (2)$$

де:  $B_k$  – конструкційна ширина захвату жнивarki, м;  $l_p$  – робоча довжина загінки, м.

Виробничники вважають, що співвідношення короткої сторони загінки до довгої повинно бути в межах від 1:5 до 1:8. Взагалі формули 1, 2 потребують, на наш погляд, вдосконалення. Але це окреме питання.

При виконанні технологічного процесу радіус повороту комбайна дорівнює приблизно половині конструкційної ширини захвату жнивarki.

Робоча довжина загінки  $l_p$  по першому проходу визначається за формулою:

$$l_p = L - 2 * E. \quad (3)$$

де:  $L$  – довжина поля, м;  $E$  – ширина поворотної смуги, м.

При уже обкошеному полю вкругову  $E = B_k$ .

В комбайні можна виявити два радіуса повороту: технічний (конструкційний) та технологічний. Перший із них менший другого і він дорівнює відстані від центру повороту до кінематичного центру комбайна - середині відстані між ведучими колесами комбайна. Величина технологічного радіуса залежить від ситуації в місці повороту та конструкційної ширини захвату жнивarki. З певною мірою достовірності можна стверджувати, що величина технологічного радіусу повороту буде дорівнювати половині конструкційної ширини захвату, тобто:

$$R_n = 0,5 * B_k \quad (4)$$

Але радіус повороту нам потрібен не сам по собі, а для того, щоб можна було визначити довжину шляху холостого ходу при здійсненні цього повороту. Щоб визначити довжину цього шляху потрібно ще знати довжину виїзду комбайна - це відстань на яку необхідно проїхати кінематичним центром комбайна від контрольної лінії на поворотній смузі до початку повороту, щоб попередити пошкодження рослин або виключити огріхи.

Тоді довжина шляху при здійсненні холостого повороту  $l_{XX}$  на  $90^\circ$  буде дорівнювати довжині кола радіусом  $R_n$  з поправкою на виїзд із загінки та заїзд в загінку, тобто:

$$l_{XX} = 2 * \pi * 3/4 * R_n + l_6 + l_3 \quad (5)$$

де  $l_6$  - відстань можливого виїздужнивarki (на рівні ножів) за межі контрольної лінії;  $l_3$  - відстань заїзду в робочу загінку після повороту.

Очевидно, що  $l_3 = B_p$ .

Величина виїзду  $l_6$ , як правило, буде знаходитись в межах від нуля до довжини шляху, який пройде різальний апарат жнивarki за межі контрольної лінії при виїзді із робочої загінки. (це не більше ширини днища жнивarki). Цей показник характеризує майстерність механізатора.

Після перетворення (5) отримаємо:

$$l_{XX} = 2,4 * B_k + l_6 + B_p \quad (6)$$

Якщо прийняти до уваги, що при точному водінні комбайна  $l_6 = 0$ , а  $B_k = B_p$ , то

$$l_{XX} = 3,4 * B_k \quad (7)$$

Довжина шляху при здійсненні холостого повороту  $l_{XX}$  на  $90^\circ$  з

застосуванням заднього ходу буде дорівнювати  $1/4$  довжині кола радіусом  $R_n$  з поправкою на виїзд із заїмки та заїзд в заїмку, тобто:

$$l_{XX} = 0,8 * B_k + l_6 + l_3, \quad (8)$$

При високоточному водінні комбайна можна записати:

$$l_{XX} = 1,6 * B_k. \quad (9)$$

При русі комбайна в заїмці вкругову, де попередньо виконані кутові прокоси (рух по «конверту»), то довжина холостого  $l_{XX}$  ходу буде дорівнювати конструкційній ширині захвату жниварки  $B_k$ ,

$$l_{XX} = B_k / \sin 45^\circ = 1,4 * B_k. \quad (10)$$

Якщо цього не досить при малій ширині захвату жниварки, то

$$l_{XX} = 1,4(B_k + B_p) = 2,4 * B_k \quad (11)$$

Коефіцієнт робочих ходів,  $\phi$ :

$$\phi = \frac{\sum l_p}{\sum l_p + \sum l_{x,x}} = \frac{l_p \cdot n_p}{l_{xx} \cdot n_{xx} + l_p \cdot n_p}, \quad (12)$$

де:  $n_p, n_x$  – відповідно число робочих та холостих проходів по полю.

Кількість робочих проходів машинного агрегату на заїмці:

$$n_p = \frac{C_{onm}}{B_p} \quad (13)$$

Кількість холостих ходів (поворотів) на заїмці:

$$n_{xx} = \frac{C_{onm}}{B_p} - 1 = n_p - 1 \quad (14)$$

Коефіцієнт поворотливості  $K_n$ , ( $m^2$ ), являє собою добуток радіуса

повороту  $R_n$  на шлях  $S$ , який необхідно пройти агрегату, щоб досягти цього радіуса. Він характеризує як швидко агрегат входить у поворот (рух по клотоїді), тобто його поворотливість і називається показником поворотливості.

$$K_n = R_n * S. \quad (15)$$

В нашому випадку рух по клотоїді відсутній, то

$$K_n = R_n. \quad (16)$$

**Результати дослідження.** Розглянемо і продемонструємо наші твердження на наступному прикладі.

Для обґрунтування кінематичних показників роботи зернозбирального комбайна ПАЛЕССЕ GS 12 для виробничих умов Сумщини було проведено розрахунки згідно запропонованої методики, яка представлена вище.

Продемонструємо це прикладом, маючи наступні вихідні дані:

комбайн зернозбиральний ПАЛЕССЕ GS 12 (рис. 2):

ширина захвату жниварки  $B_k = 7$  м.

розміри поля: площа  $F = 150$  га; довжина  $L=1500$  м; ширина  $B=1000$  м.

Послідовність обґрунтування згідно методики.

1.Робоча довжина заїмки по першому проходу:  $l_p = 1500-2*7 = 1486$  (м)

2.Оптимальна ширина заїмки при рухові уздовж поля: при  $B_p = 6,9$  м та парній кількості проходів комбайна  $C_{opt} = 179$  м.

3.Довжина холостого ходу по варіантах:

а) - визначена за формулою (7)  $l_{xx} = 3,4*B_k = 23,8$  (м);

б) - визначена за формулою (9)  $l_{xx} = 1,6*B_k = 11,2$  (м);

в) - визначена за формулою (10)  $l_{xx} = 1,4*B_k = 9,8$  (м).



Рис.2. - Комбайн зернозбиральний ПАЛЕССЕ GS 12 в роботі

4.Кількість робочих ходів  $n_p = 26$ .

5.Кількість холостих ходів  $n_{xx} = 25$ .

6.Коефіцієнт робочих ходів відповідно по варіантах а, б, в :  $\varphi = 0,985$ ;  $\varphi = 0,992$ ;  $\varphi = 0,994$ .



**Висновки.** У всіх трьох варіантів коефіцієнт використання робочих ходів доволі високий. Але відмінність все-таки є. Найбільше значення має той коефіцієнт, де організований рух комбайна на загінці з прокосами. Тому така схема роботи комбайна найбільш раціональна. Вона має ще одну позитивну сторону: в місцях, де виконується цей холостий хід не потрібно знижувати швидкість або переключати реверс, як це в інших варіантах.

Отриманий результат дослідження дає можливість додаткових аналітичних досліджень по виявленню, як вплине ця різниця на техніко-економічні показники використання зернозбирального комбайна.

### Список використаних джерел

1. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу: навчальний посібник / [І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.]. – Київ: ВВЦ НАУ, 2004. – 151 с.
2. Методика розробки операційної технології механізованих польових робіт: навчальний посібник / В. М. Зубко, Г. І. Барабаш, О. Г. Барабаш, Т. В. Хворост. – Суми: Папірус, 2016. – 130 с.

### Аннотація

#### К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Барабаш Г.И., Таценко А.В.

*Поиски эффективных решений в технологиях уборки зерновых культур ведутся через внедрение новых подходов и способов выполнения элементов технологических операций и подбор технических средств для качественного их выполнения.*

*Одним из направлений совершенствования использования технических средств является исследование и обоснование работы машинных агрегатов на рабочих участках через оптимизацию их кинематических показателей при движении по полю. Проблема заключается в том, чтобы установить зависимости кинематических показателей использования технических средств, а в технологическом процессе уборки зерновых культур зерноуборочного комбайна, от схем движения и способов его поворота путем математического моделирования.*

*Для самоходных зерноуборочных комбайнов ширина захвата определяется шириной захвата жатки. Конструкционная ширина захвата жатки зависит, как правило, от класса комбайна. При применении рядовой системы, как показали наши наблюдения, недоиспользование захвата жатки может составлять 15-20 см, а высокоточных - до 10 см. Этот показатель ни в коей мере не зависит от способов движения и видов поворота комбайна.*

*Единственным способом движения комбайна при уборке зерновых культур на полях правильной формы является круговой способ - всвал (от периферии к центру). Как показали наши аналитические расчеты, проведенные*

на базе комбайна зерноуборочного ПАЛЕССЕ GS 12 с шириной захвата жатки 7м при размере поля 150 га и различными схемами поворотов (с боковой закрытой петлей, с использованием заднего хода, с использованием диагонального прокоса), во всех трех вариантах коэффициент использования рабочих ходов достаточно высок. Но наибольшее значение имеет тот коэффициент, где организовано движение комбайна на загоне с прокосами. Эта схема движения агрегата имеет еще одну положительную сторону: в местах, где выполняется этот холостой ход не нужно снижать скорость или переключать реверс, как это в других вариантах.

## **Abstract**

### **ON THE QUESTION OF DETERMINING THE KINEMATIC PARAMETERS OF COMBINE HARVESTERS**

G. Barabash, O. Tatsenko

*The proposed article provides methodological approaches for determining the kinematic indices of new grain combine harvesters, for which information in the source data is not yet available in literary sources. This method makes it possible to conduct analytical studies on the use of modern grain combine harvesters. In the given article also the results simulation methods movement and circuits turning movements on coefficient work moves and coefficient of turning behavior.*

*The traditionally, the kinematic indices use of machine aggregates in crop production are determined, on technical specifications grain combine harvesters in productive conditions, and the known operating parameters of grain combine harvesters choose the required methods of movement and circuits turning movements, thus efficiency of use to the optimum value, but within a certain range of technologically accepted values.*

*The recent periods scientific research on this topic are aimed at determining the rational structure of costs for the implementation technological processes through substantiation the composition machine aggregates and their modes of operation.*

*The rationale for rational compositions and kinematics indices of grain combine harvesters should be based on a system of mathematical models that reproduce the interdependence between the working conditions and the requirements for technological processes.*

*The purpose of the work is to provide methodological approaches for determining the kinematics indices use of harvesting complexes, depending on the size of the fields, which will allow to further arrange the choice one of the alternative aggregates according to the necessary criteria.*

*The increasing the size of the fields that are harvesting of new grain combine harvesters leads to an improvement of their technical and operational performance: the unit's productivity increases, while the incremental fuel consumption decreases.*

## ПРОСАПНА СІВАЛКА З МЕХАТРОННИМ ПРИСТРОЄМ ДЛЯ ЯКІСНОЇ ЗАРОБКИ НАСІННЯ

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Пастухов В.І., д.т.н., проф.,  
Кириченко Р.В., к.т.н., доц., Басов О.І., інж., Кириченко О.А., інж.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Викладені підходи до розробки мехатронних систем для просапних сівалок точного висіву, який спроможний підвищити рівномірність заробки насіння по глибині. Наведена удосконалена конструкція просапної сівалки з мехатронним пристроєм для точного висіву насіння сільськогосподарських культур.*

**Постановка задачі.** Сучасне землеробство, особливо системи точного землеробства, потребують нового технічного забезпечення, яке базується на інтелектуальному управлінні не лише їх функціональним рухом, а і переміщені сільськогосподарських матеріалів (насіння, добрив, розчинів та ін.) від ємностей для транспортування безпосередньо до об'єктів обробітку [1]. Таке технічне забезпечення в посівних машинах базується на основі мехатронних систем, створених синергетичним об'єднанням вузлів точної механіки з електронними, електротехнічними і комп'ютерними компонентами [2, 3].

Основними складовими технологічного процесу точного висіву насіння є: створення запасу насіння на машині та умов формування потоку посівного матеріалу, формування потоку посівного матеріалу, спрямування насінневого потоку до сформованої борозенки і розміщення насіння в ній, загортання висіяного насіння ґрунтом та вирівнювання поверхні поля [4].

Задана глибина заробки посівного матеріалу у ґрунт, умови проростання насіння і розвитку рослин залежать в значній мірі від якості загортання насіння ґрунтом та вирівнювання поверхні засіяного поля. На виконання цієї операції висіву насіння впливають не тільки зовнішні умови: погодно-кліматичні умови і рельєф поля, спосіб і якість підготовки поля до сівби, механіко-технологічні властивості ґрунтів, спосіб посіву, але і якість формування борозенки та розміщення насіння в ній [5, 6]. Врахуванням вказаних факторів при обґрунтуванні: типу пристроїв для загортання насіння, їх форми і геометричних параметрів, способів і механізмів з'єднання пристроїв з сошниками або рамами сівалок, робочої швидкості сівалок забезпечуються загортання насіння на задану глибину і вирівнювання поверхні поля. Управління цією операцією виконується за допомогою механізмів регулювання глибини ходу та інших змінних параметрів пристроїв для загортання насіння і вирівнювання поверхні засіяного поля.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для ширококільцевого способу посіву в сільськогосподарському виробництві використовуються просапні

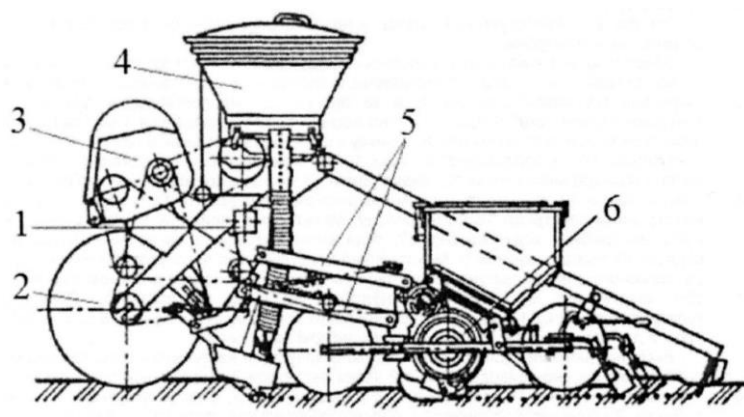
сівалки, які включають раму з опорно-приводними колесами, до якої шарнірно приєднані, за допомогою паралелограмної підвіски, посівні секції, які складаються із висівного апарату і закріпленого знизу сошника, що опираються на опорно-копіювальний коток [7]. Такі сівалки надійні в роботі, а використання на них систем контролю висіву насіння забезпечує висів заданої кількості насіння із заданим кроком при використанні якісного каліброваного насіння. При дуже якій підготовці поля до сівби і абсолютно рівному полі (чого в реальних умовах практично не відбувається) вони також спроможні забезпечити заробку насіння на однакову глибину. Всі нерівності поля, які залишаються на час сівби, призводять до відхилення глибини висіву насіння від заданої, що і є основним недоліком відомих просапних сівалок.

Для зменшення відхилення від заданої глибини висіву використовують просапні сівалки, у яких висівні апарати з сошниками посівних секцій встановлені на балансирних підвісках, що опираються на два опорно-копіювальні котки [4]. Такі сівалки менш реагують на мікронерівності поверхні поля (гребні на поверхні поля від проходу робочих органів ґрунтообробних машин), але значно змінюють глибину висіву насіння від рельєфних нерівностей (горби та впадини) поверхні поля.

**Мета досліджень.** Метою досліджень є підвищення точності заробки насіння по глибині за рахунок додаткового переміщення по висоті сошників відносно опорно-копіювальних котків.

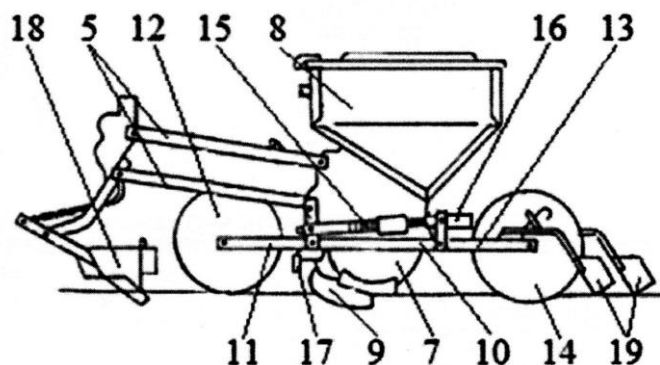
**Результати досліджень.** Поставлена задача вирішувалась за рахунок того, що у конструкції просапної сівалки, яка включає раму з опорно-приводними колесами і посівні секції з паралелограмною підвіскою в яких висівні апарати з бункерами і сошники встановлені на балансирних підвісках з механізмом регулювання глибини ходу сошника, що опираються на два опорно-копіювальні котки на балансирній підвісці кожної посівної секції перед сошником встановлений датчик контролю глибини його ходу, а на механізмі регулювання закріплений мехатронний пристрій його приводу [8].

Сутність розробки пояснюється рисунками 1, 2.



1 – рама; 2 – опорно-приводне колесо; 3 – редуктор приводу; 4 – туковисівний апарат; 5 – паралелограмна підвіска; 6 – посівна секція

Рис. 1 – Технологічна схема запропонованої просапної сівалки з мехатронним пристроєм (вид з боку)



5 - паралелограмна підвіска; 7 - висівний апарат; 8 - бункер; 9 - кильовидний сошник; 10 - балансірна підвіска; 11 - передня рамка; 12 - передній опорно-копіювальний коток; 13 - задня рамка; 14 - задній опорно-копіювальний коток; 15 - гвинтовий механізм регулювання глибини ходу сошника; 16 - мехатронний пристрій; 17 - датчик контролю глибини ходу сошника; 18 - сошник для заробки туків; 19 - шкребкові загортачі

Рис. 2 – Конструктивна схема посівної секції просапної сівалки з мехатронним пристроєм

Запропонована конструкція просапної сівалки з мехатронним пристроєм (рис. 1) складається з рами 1, яка опирається на два опорно-приводні колеса 2 з редукторами 3 приводу. На рамі 1 закріплені туковисівні апарати 4, а за допомогою паралелограмних підвісок 5 шарнірно приєднані посівні секції 6. Кожна посівна секція складається з висівного апарату 7, до якого зверху приєднаний бункер 8, а знизу – кильовидний сошник 9 (рис. 2). Вони закріплені на центральній секції балансірної підвіски 10 до якої шарнірно приєднані передня рамка 11 з опорно-копіювальним котком 12 і задня рамка 13 з опорно-копіювальним котком 14. Передня 11 і задня рамка 13 з'єднані гвинтовим механізмом регулювання 15 глибини ходу сошника 9 з мехатронним пристроєм 16 його приводу. Мехатронний пристрій 16 з'єднаний з датчиком 17 контролю глибини ходу сошника 17, який встановлений на центральній секції балансірної підвіски 10 перед сошником 9. Мехатронний пристрій може виконуватись, наприклад, на основі реверсивного електродвигуна з електронним блоком, з'єднаного з блоком живлення трактора або сівалки, яка має систему сигналізації (на схемі не показано). Попереду опорно-копіювального котка 12 шарнірно встановлений клиновидний сошник 18 для заробки у ґрунт туків, а до задньої рамки 13 прикріплені шкребкові загортачі 19.

Висів насіння просапною сівалкою виконується наступним чином. Під час руху сівалки по полю від опорно-приводних коліс 2 через редуктори 3 приводяться в рух висівні апарати 4. Клиновидний сошник 18, очищаючи зону рядка від грудок, формує два рядки, в які висіваються добрива. За сошником 18 рухається опорно-копіювальний коток 12, який ущільнює ґрунт в зоні рядка, по якому сошник 9 формує борозенку для насіння висіяного апаратом 7. Висіяне насіння засипається ґрунтом і ущільнюється опорно-копіювальним котком 14, збільшуючи контакт насіння з ґрунтом і створюючи кращі умови для його проростання. Далі загортачі 19 закривають рядок розпушеним шаром ґрунту, сприяючи появі сходів. При цьому датчик 17, виконаний, наприклад, на основі

електронної рулетки, неперервно вимірює глибину ходу сошника 9 і передає сигнали до електронного блоку мехатронного пристрою 16. При відхиленні глибини ходу сошника 9 від заданої електронний блок передає сигнал на виконавчий блок мехатронного пристрою 16, виконаного, наприклад, у вигляді реверсивного електродвигуна, який встановлений на гвинтовому механізмі регулювання 15 глибини ходу сошника 9. При зменшенні глибини ходу сошника 9, коли секція проходить над западиною, мехатронний пристрій 16 повертає гвинт регулювального механізму 15 за годинниковою стрілкою і сошник 9 опускається відносно опорних поверхонь котків 12 і 14. При збільшенні глибини ходу сошника 9 мехатронний пристрій 16 повертає гвинт регулювального механізму 15 против годинникової стрілки і сошник 9 піднімається відносно опорних поверхонь котків 12 і 14, що забезпечує висів насіння на задану глибину і в момент, коли секція рухається над виступом (горбом) на полі.

Таким чином, використання датчика 17 контролю глибини ходу сошника 9 з мехатронним пристроєм 16 на механізмі регулювання 15 підвищить точність заробки насіння по глибині за рахунок додаткового переміщення по висоті сошників 9 відносно опорно-копіювальних котків 12 і 14, що забезпечить висів насіння на однакову глибину та створює не лише сприятливі умови для проростання висіяного насіння, а і однакові умови для розвитку і дозріванню врожаю.

**Висновки.** Перспективним напрямком удосконалення посівних машин є розробка мехатронних пристроїв для підвищення точності заробки насіння по глибині за рахунок додаткового переміщення по висоті сошників відносно опорно-копіювальних котків. формування, спрямування насінневого потоку до борозенки і розміщення насіння в ній.

Запропонована технічне рішення конструкції просапної посівної секції забезпечує висів насіння на однакову глибину та створює сприятливі умови для проростання висіяного насіння, а і однакові умови для розвитку і дозріванню врожаю сільськогосподарських культур.

### Список використаних джерел

1. Войтюк Д.Г. Спеціалізоване обладнання до посівних машин в системі точного землеробства / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, С.С. Левчук, О.М. Попович. -К.: МінАПК, 2010. – 42 с.
2. Пастухов В.І. До розробки мехатронних систем посівних машин точного висіву / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, А.Д. Михайлов, С.П. Нікітін, М.М. Крекот, Д.А. Ящук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2015 – Вип. 156. – С. 156-161.
3. Бакум М.В. Використання мехатронних пристроїв в посівних машинах точного висіву / М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, О.І. Басов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2016 – Вип. 173. – С.125-131.

4. Сільськогосподарські машини. Частина 3. Посівні машини / [Бакум М.В., Бобрусь І.С., Морозов І.В., Нікітін С.П. та ін.]; за ред. М.В. Бакума. – Харків, 2005. – 332 с.
5. Пастухов В.І. Використання сівалки з вібраційно-дисковим висівним апаратом при вирощуванні овочевих культур / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, В.В. Живолуп // Технічні науки: зб. наук. праць. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – Вип. 11, т. 2 (66) – С. 240-244.
6. Кириченко Р.В. Результати польових випробувань сівки насіння капусти для отримання розсади експериментальною сівалкою з вібраційно-дисковим висівним апаратом / Р.В. Кириченко, І.Г. Ткаченко // Матеріали ІХ МНПК «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». – Кіровоград, 2013. С. 29-30.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1, частина 2. Машини для сівки та садіння / П.М. Заїка – Харків: Око, 2004. – 452 с.
8. Пат. 129919 Україна, МПК6 А01С 7/00. Просапна сівалка з мехатронним пристосом / М.В. Бакум, В.І. Пастухов, І.В. Морозов, Р.В. Кириченко, О.І. Басов, К.О. Басова - № u201802250, заявл. 05.03.2018, опубл. 26.11.2018, Бюл. № 22.

#### **Аннотація**

### **ПРОПАШНАЯ СЕЯЛКА С МЕХАТРОННЫМ УСТРОЙСТВОМ ДЛЯ КАЧЕСТВЕННОЙ ЗАДЕЛКИ СЕМЯН**

Бакум М.В., Пастухов В.И., Кириченко Р.В., Басов А.И., Кириченко А.А.

*Приведены направления до разработки мехатронных систем для пропашных сеялок точного высева, который способен повысить равномерность заделки семян по глубине. Представлена усовершенствованная конструкция пропашной сеялки с мехатронным устройством для точного высева семян сельскохозяйственных культур.*

#### **Abstract**

### **PROFESSIONAL COVER WITH MECHANICAL APPLIANCE FOR QUALITATIVE SURFACE RECEIPT**

N. Bakum, V. Pastukhov, R. Kyrychenko, O. Basov, O. Kyrychenko

*The approaches to the development of mechatronic systems for precision sowing machines that are able to increase the uniformity of seed earnings in depth are described. The advanced design of a seed drill with a mechatronic device for precise seeding of agricultural crops is presented.*

## ФОРМУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН МЕТОДАМИ ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Сокол С.П., доц., Волик Б.А., доц.

*Дніпровський державний аграрно-економічний університет*

*Методи фізичного моделювання широко застосовують при відпрацюванні конструктивних параметрів складних машин. Грунтообробні машини у своїй більшості до складних не відносять, але метод в сільськогосподарському машинобудуванні доволі поширений. Але у своїй більшості експерименти не передбачають отримання чисельних значень досліджуваних величин, бо методики їх перерахування на натурний зразок машини не дозволяють це зробити. В статті запропонована така методика стосовно грунтообробних знарядь. В основу покладене критеріальне рівняння, отримане методом аналізу розмірностей теорії внутрішньої напруги. Як відомо само по собі отримане таким чином критеріальне рівняння не дозволяє виконати перерахунок значень на натурний зразок. Але запропоновані допоміжні критерії подібності при різних значеннях масштабного коефіцієнту зробити це дозволяють. Таким чином, методика передбачає наявність визначального критерія, який містить один базовий конструктивний елемент, інтегральний показник механічних властивостей ґрунту. Два допоміжних критерія включають: перший - співвідношення швидкостей, другий співвідношення другорядних конструктивних розмірів. Лабораторні дослідження слід виконувати з двома масштабними коефіцієнтами. Рекомендовані значення:  $M_1=2$ ;  $M_2 = 3$ . При цьому модельні дослідження обов'язково повинні виконуватись з використанням модельного середовища параметри якого обґрунтовані визначальним критерієм подібності. Наведена методика може бути використана при дослідженнях з використанням методів біоніки, гідродинамічного і імітаційного моделювання. Виконані експериментальні дослідження показали хорошу збіжність отримуваних результатів.*

**Постановка проблеми.** Грунтообробні робочі органи у своїй більшості не можна віднести до складних за конструктивним виконанням. Але проблема полягає в тому, що їх доводиться постійно адаптувати до нових впроваджуваних технологій вирощування культур. Так, наприклад серед останніх суттєвих інновацій слід відмітити систему органічного землеробства. Наслідком впровадження системи є зменшення консолідації ґрунту. В той же час, основні машини як поверхневого, так і глибокого обробітку ґрунту адаптовані до умов підпірного різання[3], що при зменшенні консолідації призводить до погіршення якості виконання технологічного процесу. Не менші проблеми виникають і при впровадженні систем смугового землеробства Strip-



Till [4, 5], коли робочий орган необхідно вписати в вузьку смугу, часто за шириною, меншою ніж глибина обробітку і при цьому забезпечувати якісні показники виконання технологічного процесу.

Таким чином потрібна постійна робота по адаптації робочих органів під нові потреби технологій. Виконати це на натурному зразку машини досить трудомістка робота. Проблему можна вирішити шляхом проведення модельних досліджень[3]. Але складність полягає в тому, що дослідження необхідно проводити у відповідності до критеріального рівняння подібності[11], а це рівняння складається на методичній основі методу аналізу розмірностей [10,11]

Отримане таким чином рівняння може дати перерахунок на натуральний зразок машини з точністю до узгоджуючого коефіцієнта [10], методика отримання якого передбачає окремі дослідження. Таким чином, проблема полягає саме в розробці критеріального рівняння, адаптованого під конкретні дослідження.

**Аналіз досліджень.** Перші спроби якимось чином обґрунтувати методику модельних досліджень стосовно ґрунтообробки були виконані В.І.Баловневим [1]. Сутність ідеї сводилась до простого масштабування робочого органу і відповідного масштабування його кінематичних параметрів та механіко-технологічних властивостей ґрунту. Але, в процесі детальних досліджень виявилось, що пропорційне масштабування не зовсім коректне і дає суттєву похибку. Тому, масштабування кінематичних параметрів і механіко-технологічних властивостей було запропоновано проводити з поправкою на спеціальний коефіцієнт, який необхідно було визначати в ході експериментальних досліджень. Таким, чином можна вважати такий підхід першою спробою введення примітивних критеріїв подібності. Але такі критерії подібності спрацьовують тільки на робочих органах простої геометричної форми. Стало питання, що критерії подібності повинні включати всі визначальні параметри технологічного процесу, тобто їх необхідно створювати на основі аналітичних моделей.

Стосовно ґрунтообробки існує ряд аналітичних моделей взаємодії робочих органів з ґрунтом. Перша і найбільш відома – це рівняння В.П. Горячкіна. Вона носить стохастичний характер і тому на її основі отримати критеріальне рівняння не можливо.

Критерії подібності можуть бути як узагальнюючими, тобто такими, що характеризують весь технологічний процес, так і такими, що характеризують окремі його параметри.

Так, наприклад, узагальнюючий критерій подібності в теоретичній механіці має назву число Ньютона. Він отриманий як результат приведення другого закону Ньютона до безрозмірного виду.

$$Ne = \frac{F \cdot t^2}{m \cdot l},$$

де:  $F$  – діюча на тіло сила;  $m$  – маса тіла;  $t$  – час;  $l$  – характерний лінійний розмір.

Але критерій не враховує фізики процесів, що відбуваються і тому використати його для роботи з ґрунтообробними знаряддями не можливо.

Критерій подібності в теорії внутрішньої напруги А.М. Панченко [9] отримується з виразу тягового опору знаряддя довільної геометричної форми: Автор вводить два критеріальних рівняння :

Перше основне

$$\frac{B_1 \cdot C_1}{V_1} = \frac{B_2 \cdot C_2}{V_2} \quad (1)$$

І друге, допоміжне

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{C_1}{C_2}, \quad (2)$$

де:  $B_1, B_2$  – характерний конструктивний розмір відповідно знаряддя і його моделі;  $V_1, V_2$  – робочі швидкості;  $C_1, C_2$  – питома зчеплення часток ґрунту і модельного середовища.

Недолік такого уявлення полягає в тому що узагальнені критерії подібності мають розмірність, а це з точки зору теорії подібності[12] не припустиме, бо критеріальне рівняння носить ступеневий характер. Але теорія А.М. Панченко розроблялась конкретно під. робочі поверхні, утворені певним чином зорієнтованими у просторі площинами. Аналітична модель носила лінійний характер і тому рівняння (2) і (3) приблизно адекватно описували процес. Але при переході до поверхонь більш складної форми лінійний характер аналітичної моделі втрачався і події переставали бути подібними. Цим пояснюється доволі велика, до 40% похибка розрахунків за даною теорією тягового опору полицевого плуга.

**Мета роботи:** На основі теорії внутрішньої напруги розробити критеріальне рівняння для робочих поверхонь довільної форми і перевірити його працездатність взявши для прикладу побочу поверхню полицевого плуга

**Основний матеріал досліджень.** У відповідності до теорії подібності дослідження виконуємо у відповідності до критеріального рівняння.

Теоретичною основою взаємодії робочого органу є теорія внутрішньої напруги А.М. Панченко [9] Виконавши аналіз розмірностей залежності тягового опору від основних вихідних параметрів, ми прийшли до наступного критеріального рівняння

$$K_{ПН} = \frac{F_H \cdot g}{C_H \cdot V_H^2 \cdot L_H} = \frac{F_M \cdot g}{C_M \cdot V_M^2 \cdot L_M} = K_{ПМ}, \quad (3)$$

де:  $F_M, F_H$  – тяговий опір відповідно моделі і натурального зразка корпусу;  
 $C_M, C_H$  – питоме зчеплення часток модельного середовища і ґрунту;  
 $V_M, V_H$  – поступова швидкість відповідно моделі в натуральному зразку машини;  
 $K_{ПМ}, K_{ПН}$  – критерії подібності моделі і натурального зразка машини;  
 $L_M, L_H$  – визначальний розмір (ширина захвату) моделі і натурального зразка машини.

Таким чином, розрахункова формула буде виглядати наступним чином

$$F_H = \varepsilon \cdot F_M \cdot \frac{C_H}{C_M} \cdot \frac{V_H^2}{V_M^2} \cdot \frac{L_H}{L_M}, \quad (4)$$

де:  $\varepsilon=0,1$  – узгоджувачий коефіцієнт. Діло в тому, що критерії подібності отримуються на основі теорії аналізу розмірностей і просто слугують підтвердженням подібності процесів, що досліджуються з точністю до узгоджувачих коефіцієнтів [10].

Коефіцієнт  $\varepsilon$  отримується з аналізу теорії, на основі якої побудований критерій подібності.

Для перевірки наведених положень нами проведена серія досліджень у ґрунтовому каналі (рис.1). Особливістю конструкції полягає в виконанні частини бокової стінки лотка зі скла, що дозволяє візуально контролювати якість приготування модельного середовища і відповідність виконання технологічного процесу моделю.

Діло в тому, що модельне середовище формується за рахунок змішування просіяного річкового піску, пилу і подрібненої крейди. Окремо, наявність гумусу моделюється додаванням відходів використаного листового чаю. Суміш змочується розчином цукру для моделювання питомого зчеплення часток. Якість приготування можна перевірити за кольором у відповідності до наявного еталону.



Рис. 1 – Загальний вид дослідної установки

Окремо необхідно зупинитись на необхідності контролю за відповідністю виконання технологічного процесу. Діло в тому, що по сліду проходу моделі не можна встановити достовірно схожість механізмів обертання і зсуву. А візуальний контроль через бокове скло дозволяє це зробити практично на всю глибину робочого ходу.

Дослідження нами виконані з масштабним коефіцієнтом  $M=4$ , хоча масштабні коефіцієнти 2 і 3 дають більшу адекватність результатів. Таке значення прийняте у зв'язку з обмеженістю розмірів ґрунтового лотка.

За результатами досліджень залежності тягового опору моделі корпусу полицевого плуга від поступової швидкості і питомого счеплення часток модельного середовища отримана наступна матриця експериментальних даних (табл. 1)

Таблиця 1 – Вихідна матриця досліджень

Поступова швидкість моделі, м/с	0,31	0,35	0,41	0,43	0,47	0,49	0,51	0,53
Тяговий опір моделі*, Н	65	70	75	80	85	90	95	100
Поступова швидкість натурального зразка, м/с	2,0	2,5	2,7	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6
Питоме счеплення часток ґрунту, $C_H$ , кН/м <sup>2</sup>	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Розрахункове значення тягового опору натурального зразка, кН	0,24	0,28	0,31	0,37	0,40	0,43	0,44	0,48

\* - Значення округлені до величини 5Н, виходячи з точності виконуваних замірювань

Аналіз даних таблиці показує загальновідому тенденцію до збільшення тягового опору зрештою полиневого типу від поступової швидкості при постійному значенні питомого зчеплення часток ґрунту, а саме, залежність не лінійна і близька до квадратичної.

Отримані перераховані на натурний зразок значення тягового опору знаходяться в межах 15% від отриманих експериментально [11].

**Висновки.** Фізичне моделювання ґрунтообробних машин являє собою ефективний метод відпрацювання їх конструктивних параметрів з мінімальними затратами. Моделювання необхідно виконувати на основі критеріальних рівнянь безрозмірного характеру. Таке рівняння може бути отримане на основі аналізу детермінантної аналітичної моделі взаємодії робочого органу з ґрунтом методом аналізу розмінностей.

Експериментальними дослідженнями доведена адекватність критеріального рівняння, отриманого на основі аналізу теорії внутрішньої напруги, запропонованої А.М. Панченко.

## Список використаних джерел

1. Баловнев В. И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. - М.: Машиностроение, 1974. - 232 с.

2. Брижаний І.Ю. Правомірність використання питомого зчеплення часток в якості інтегрального показника механіко-технологічних властивостей ґрунту/ І.Ю. Брижаний, Б.А. Волик, Г.В.Теслюк : Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції «Технології АПК ХХІ століття : Проблеми і перспективи розвитку « : Ніжин, 2017 – С.34-36.
3. Войтюк Д. Г. Сільськогосподарські та меліоративні машини: підручник / Д. Г. Войтюк, В. О. Дубровін, Т. Д. Іщенко [та ін.]; за ред. Д. Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
4. Гайдай С. Досвід використання технології Strip-till в Україні на прикладі СТОВ «Дружба-Нова»/ С.Гайдай // Farmer. Щомісячник. – 2012. - № 9. – С.99 – 101.
5. Євтушенко В. Strip-till в Україні / В. Євтушенко. - // The ukrainian Farmer. - К. : ТОВ "АГП Медіа", 2012. - № 9. - С. 99-100
6. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: навчальний посібник / А. С. Кобець, Т. Д. Іщенко, Б. А. Волик, О. А. Демидов. – Дніпропетровськ: РВВ ДДАУ, 2009. – 84 с.
7. Мударисов С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск, 2007. – 40с.
8. Моделювання технологічних процесів ґрунтообробних машин. / Г.В. Теслюк Б.А. Волик, А.Н. Кобець А.М. Пугач // Вісник Дніпропетровського державного аграрно-економічного університету. – 2017. - №2 (44). – С.93-97.
9. Панченко А. Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А. Н. Панченко.- Днепропетровск: ДГАУ, 1999. – 140 с.
10. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике:электронный ресурс, код доступа <https://www.twirpx.com/file/67970/>
11. Семенюта А.М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга: автореф. дис..на здобуття ступеня канд.. техн. наук / А.М.Семенюта. – Мелітополь, 2014. – 23 с.
12. Штерензон В. А. Моделирование технологических процессов: конспект лекций / В. А. Штерензон. Екатеринбург: Изд-во Рос. гос. проф.-пед. ун-та, <http://www.rsvpu.ru/filedirectory/3468/shterenzon.pdf>

## **Аннотация**

### **ФОРМИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Сокол С.П., Волик Б.А.

*Методы физического моделирования широко применяют при отработке конструктивных параметров сложных машин. Почвообрабатывающие машины в своем большинстве к сложным не относят, но метод в сельскохозяйственном машиностроении довольно распространен. Но в большинстве эксперименты не предусматривают получения численных значений исследуемых величин, потому методики их перечисления на натурный образец машины не позволяют это сделать. В статье предложена такая*

методика относительно почвообрабатывающих орудий. В основу положено критериальное уравнение, полученное методом анализа размерностей теории внутреннего напряжения. Как известно само по себе полученное таким образом критериальное уравнение не позволяет выполнить перерасчет значений на натурный образец. Но предложенные вспомогательные критерии подобия при различных значениях масштабного коэффициента сделать это позволяют. Таким образом, методика предусматривает наличие определяющего критерия, который содержит один базовый конструктивный элемент, интегральный показатель механических свойств грунта. Два вспомогательных критерия включают: первый - соотношение скоростей, второй - соотношение второстепенных конструктивных размеров. Лабораторные исследования следует выполнять с двумя масштабными коэффициентами. Рекомендуемые значения:  $M_1=2$ ;  $M_2=3$ . При этом модельные исследования обязательно должны выполняться с использованием модельной среды параметры которого обоснованы определяющим критерием подобия. Приведенная методика может быть использована при исследованиях с использованием методов бионики, гидродинамического и имитационного моделирования. Выполнены экспериментальные исследования показали хорошую сходимость получаемых результатов.

## Abstract

### FORMATION OF CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF GROUND- MAKING MACHINES METHODS OF PHYSICAL MODELING

S. Sokol, B. Volik

*Methods of physical modeling are widely used when working out the design parameters of complex machines. Soil-cultivating machines, in their majority, are not considered to be complex, but the method in agricultural machinery is rather widespread. But in most of the experiments, they do not expect to obtain numerical values of the studied quantities, because the methods of transferring them to a model machine do not allow it to do this. The article proposes such a technique for soil cultivating tools. The basis of the cited criterion equation, obtained by the method of analyzing the dimensions of the theory of internal stress, is established. In itself, the criterial equation obtained in this way does not allow the conversion of values to a real sample. But the proposed auxiliary similarity criteria at different values of the scale factor make it possible. Thus, the method involves the presence of a defining criterion, which contains one basic constructive element, an integral index of soil mechanical properties. Two auxiliary criteria include: the first - the ratio of velocities, the second ratio of secondary constructive sizes. Laboratory studies should be performed with two scale factors. The recommended values are:  $M_1=2$ ;  $M_2=3$ . In this case, model researches must be performed using a model environment, the parameters of which are based on a determinative similarity criterion. The given method can be used in researches using the methods of bionics, hydrodynamic and simulation modeling. The performed experimental studies showed a good convergence of the results obtained.*

## УДОСКОНАЛЕННЯ ЗЕРНОВОЇ СІВАЛКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПО ГЛИБИНІ

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Пастухов В.І., д.т.н., проф., Морозов І.В., д.т.н., проф., Кириченко Р.В., к.т.н. доц., Басов О.І., інж., Крохмаль Д.В., інж.**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Викладені підходи до розробки мехатронних систем для зернових сівалок, які спроможні підвищити точність висіву насіння зернових культур по глибині за рахунок більш ефективного копіювання поверхні поля. Наведена удосконалена конструкція зернової сівалки з мехатронним пристроєм для висіву насіння зернових культур.*

**Постановка задачі.** Посівні машини працюють в умовах зовнішніх силових дій, які постійно змінюються під впливом різних факторів: нерівностей поверхні поля, механіко-технологічних властивостей ґрунтів і посівного матеріалу, кліматичних умов та інших. Ці фактори переважно змінні і впливають на показники технологічних процесів які виконуються сівалками.

У посівних машин змінність зовнішніх факторів під час взаємодії робочих органів з оброблюваним середовищем, а також ходової частини з поверхнею поля, визначають складний характер руху окремих елементів робочих органів, що в значній мірі впливає на якість виконання таких операцій як дозування насіння, формування борозенки, укладання насіння на дно борозенки і присипання його вологими шарами ґрунту [1].

Рівномірний розподіл насіння на площі поля та заробка їх на задану глибину є факторами, які сприяють нормальному розвитку рослин і, в кінцевому підсумку, підвищенню врожайності.

Перспективним напрямком удосконалення конструкції посівних машин, в тому числі, які підвищують рівномірність заробки насіння по глибині є використання мехатронних систем в сівалках, які спроможні забезпечувати автоматичне регулювання заданих параметрів або покращувати якість виконання процесу [2, 3, 4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для рядкового посіву по підготовленому за традиційними технологіями ґрунту, насіння зернових, бобових, круп'яних та інших культур, насіння яких близьке за розмірами до насіння перерахованих культур, з одночасним внесенням мінеральних гранульованих добрив, використовуються універсальні зернотукові сівалки.

Сучасні зернотукові сівалки складаються із рами, яка опирається на два опорно-приводні колеса. На рамі встановлюються ящики для насіння і добрив, до яких прикріплені висівні апарати. Останні насіннепроводами з'єднані з сошниками, які шарнірно-важільними механізмами з натискними пружинними пристроями кріпляться до рами. Позаду сошників встановлюються загортачі або

шлейфи для загортання борозенок і вирівнювання поверхні засіяного поля [5, 6].

Зернові сівалки як вітчизняного виробництва, так і зарубіжних фірм мало в чому відрізняються за конструктивним виконанням. Вони прості в експлуатації і обслуговуванні та мають високу як технологічну, так і технічну надійність.

Одним із основних недоліків сучасних зернових сівалок є висока нерівномірність заробки насіння по глибині. Це пояснюється тим, що сошники на задану глибину ходу налагоджуються на рівних майданчиках для підготовки машин, завдяки встановленню на різну висоту нижніх крайок сошників і опорних поверхонь коліс, якими і копіюється поверхня поля. Під час сівби натискні пружинні пристрої повинні притискати сошники у ґрунт і утримувати на заданій глибині. Таку задачу вони спроможні виконати лише при повільному рухові сівалки по абсолютно рівному полі. Нажаль, таких полів у природі практично не існує.

Дещо вищу стійкість ходу по глибині сошників мають зернові сівалки, які додатково комплектуються копіювальними котками, які кріпляться попереду, з боків або позаду сошників [1]. При збільшенні швидкості руху сівалок по полю, навіть з незначними нерівностями, в таких системах кріплення сошників виникають додаткові коливання, що збільшують нерівномірність ходу сошників по глибині. Це призводить до нерівномірності розвитку рослин і дозрівання урожаю.

Оптимізація параметрів сошників, покращення роботи загортачів, зменшення коливань рам сівалок, підвищення якості передпосівної підготовки поля та ряд інших модернізацій робочих органів, поки що не призвели до суттєвого підвищення рівномірності глибини загортання насіння. Найбільш суттєво на якість загортання насіння впливає нерівномірність ходу сошників по глибині, що обумовлено коливальними властивостями ланок системи «сошник - механізм начіпки».

**Мета досліджень.** Метою досліджень є підвищення точності висіву насіння зернових культур по глибині за рахунок більш ефективного копіювання поверхні поля.

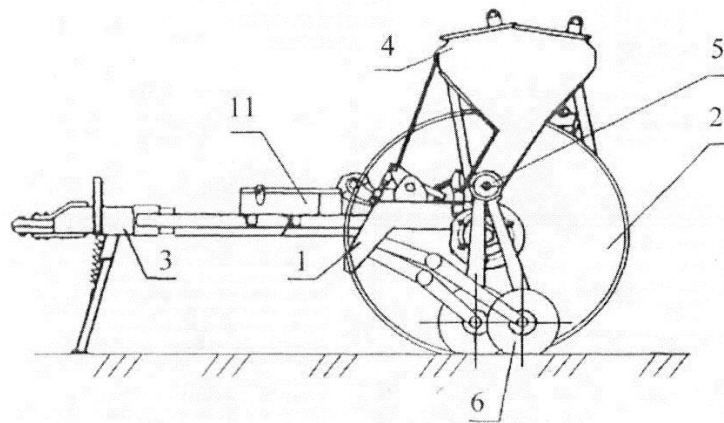
**Результати досліджень.** Поставлена задача вирішувалась за рахунок того, що у зерновій сівалці, що включає раму з опорно-приводними колесами, ящик для насіння, висівні апарати, насіннепроводи, сошники з механізмами кріплення до рами, механізм кріплення кожного сошника до рами виконаний із двох важелів, один із яких жорстко приєднаний до рами сівалки, а другий до сошника і з'єднаний між собою кутовим актуатором, який через блок управління приводиться в дію датчиком висоти встановленим перед сошником [7].

Сутність розробки пояснюється рисунками 1 і 2.

Запропонована конструкція зернової сівалки складається із цільної рами 1 (рис. 1), яка опирається на опорно-приводні колеса 2 і за допомогою сніці 3 приєднується до трактора (на кресленні не показаний). На рамі 1 встановлені ящики для насіння 4 до нижньої частини яких прикріплені висівні апарати 5 з насіннепроводами. До нижньої частини рами 1 сівалки, за допомогою індивідуальних механізмів кріплення, шарнірно приєднані сошники 6. Кожний

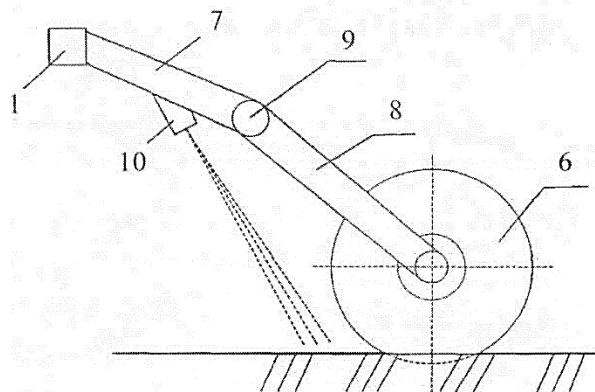


механізм кріплення сошників 6 виконаний із двох важелів 7 і 8 (рис. 2). Важелі 7 жорстко приєднані до нижньої частини рами 1 сівалки, а важелі 8 жорстко з'єднані з сошниками 6. Між собою важелі 7 і 8 шарнірно з'єднані за допомогою кутового актуатора 9. До нижньої частини важелів 7 перед кожним сошником 6 приєднані датчики висоти 10, які з'єднані через блок управління 11 з кутовими актуаторами 9. Блок управління 11 має два режими: «робочий» – управління глибиною ходу сошників 6 сівалки під час сівби і «транспортний» – підняття та утримання сошників на заданій висоті над поверхнею поля при розворотах, або транспортуванні сівалки. Зміна режиму роботи та налагодження блоку управління 11 виконується дистанційно із кабіни трактора.



1 – рама; 2 – опорно-приводне колесо; 3 – сниця; 4 – ящик для насіння; 5 – висівні апарати; 6 – сошники; 11 – блок управління

Рис. 1 – Загальний вигляд зернової сівалки, вид з боку (вид з боку)



1 - рама; 6 – сошники; 7, 8 – важелі; 9 – кутовий актуатор; 10 – датчик висоти

Рис. 2 – Конструктивна схема механізму кріплення сошника до рами

На початку сівби оператор встановлює на блокові управління 11 задану глибину ходу сошників. Заїхавши в загінку для сівби оператор перемикає з кабіни блок управління 11 в режим «робочий», при якому сошники 6 на важелях 8 кутовими актуаторами 9 заглиблюються в ґрунт на задану глибину, яка контролюється датчиками висоти 10. Під час руху зернової сівалки сошники 6 формують борозенки, в які по насіннепроводах висівними апаратами

5 дозовано висівається зерно із ящиків для насіння 4. Відхилення положення поверхні поля фіксуються датчиками висоти 10 і передаються на блок управління 11. Там вони обробляються (усереднюються), щоб виключити вплив окремих грудочок ґрунту, які знаходяться на поверхні поля та порівнюються з попередніми даними. При відхиленні отриманих даних від попередніх, що свідчить про відхилення положення поверхні поля від попереднього, блок управління 11 через свій виконавчий механізм – кутовий актуатор 9 (який повертає нижній важіль 8 разом з сошником 6) змінює положення відповідного сошника 6 по висоті. Таким чином забезпечується підвищення точності ходу сошників зернової сівалки по глибині, незалежно від нерівностей поверхні поля. В кінці заїмки поля оператор переводить блок управління в режим «транспортний» і сошники 6 піднімаються кутовими актуаторами 9 в транспортне положення. Так як сучасні кутові актуатори мають дуже високу швидкість та точність переміщення, то процес як часткової зміни положення сошників 6 по глибині, так і повного їх переведення у транспортне положення займає дуже мало часу, а значить виконується на дуже коротких відрізках поля. Це не лише підвищує точність заробки насіння зерновими сівалками на задану глибину, а і зменшує ширину, так званих, розворотних ділянок на краю поля, які необхідно додатково засівати в поперек напрямку основної сівби.

Крім того, використання запропонованих механізмів кріплення сошників 6 до рами 1 зернової сівалки повністю виключає необхідність використання гідросистеми на зернових сівалках, зменшує їх металоємність та працеемність налагодження сівалок на задану глибину висіву насіння. Деяке збільшення вартості сівалок за рахунок використання запропонованих мехатронних пристроїв цілком перекриється, як додатковим збільшенням урожайності зернових культур за рахунок більш рівномірної заробки насіння по глибині, так і зменшенням витрат на підготовку сівалок до роботи.

**Висновки.** Перспективним напрямком удосконалення зернових сівалок для підвищення точності висіву насіння по глибині є розробка механізму кріплення кожного сошника до рами, який виконаний із двох важелів, один із яких жорстко приєднаний до рами сівалки, а другий до сошника і з'єднаний між собою кутовим актуатором, який через блок управління приводиться в дію датчиком висоти встановленим перед сошником.

Запропонована технічне рішення конструкції зернової сівалки забезпечує підвищення точності висіву насіння зернових культур по глибині за рахунок більш ефективного копіювання поверхні поля.

## Список використаних джерел

1. Сільськогосподарські машини. Частина 3. Посівні машини / [Бакум М.В., Бобрусь І.С., Морозов І.В., Нікітін С.П. та ін.]; за ред. М.В. Бакума. – Харків, 2005. – 332 с.
2. Пастухов В.І. Перспективні напрямки модернізації зернових сівалок / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, С.П. Нікітін, А.Д. Михайлов, М.М. Абдуєв, Р.В. Кириченко, Д.А. Ящук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка

- «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2014 – Вип. 148. – С. 77-81.
3. Пастухов В.І. До розробки мехатронних систем посівних машин точного висіву / В.І. Пастухов, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, А.Д. Михайлов, С.П. Нікітін, М.М. Крекот, Д.А. Ящук // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2015 – Вип. 156. – С. 156-161.
  4. Бакум М.В. Використання мехатронних пристроїв в посівних машинах точного висіву / М.В. Бакум, Р.В. Кириченко, О.І. Басов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків: ХНТУСГ, 2016 – Вип. 173. – С.125-131.
  5. Семенов А.Н. Зерновые сеялки / А.Н. Семенов. – К., Машгиз., 1959. – 318 с.
  6. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1, частина 2. Машини для сівби та садіння / П.М. Заїка – Харків: Око, 2004. – 452 с.
  7. Пат. 129957 Україна, МПК6 А01С 7/00. Зернова сівалка / М.В Бакум, В.І. Пастухов, І.В. Морозов, Р.В. Кириченко, О.І. Басов, Д.В. Крохмаль, К.О. Басова - № u201804163, заявл. 16.04.2018, опубл. 26.11.2018, Бюл. №22.

#### **Аннотация**

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗЕРНОВОЙ СЕЯЛКИ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ВЫСЕВА СЕМЯН ПО ГЛУБИНЕ**

Бакум М.В., Пастухов В.И., Морозов И.В., Кириченко Р.В., Басов А.И., Крохмаль Д.В.

*Изложенные подходы к разработке мехатронных систем для зерновых сеялок, которые способны повысить точность высева семян зерновых культур по глубине за счет более эффективного копирования поверхности поля. Приведена усовершенствованная конструкция зерновой сеялки с мехатронным устройством для высева семян зерновых культур.*

#### **Abstract**

### **IMPROVEMENT OF GRAIN RANGE TO INCREASE THE ACCURACY OF SEEDS ON GREEN**

N. Bakum, V. Pastukhov, I. Morozov, R. Kyrychenko, O. Basov, D. Krokmal

*The approaches to the development of mechatronic systems for grain sowing machines, which are capable of increasing the accuracy of seeding of grain seeds in depth through the more efficient copying of the surface of the field, are described. The improved design of a grain sowing machine with a mechatronic device for seeding of grain crops is presented.*

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА  
З НАХИЛЕНИМ ПОВІТРЯНИМ КАНАЛОМ НА ПОПЕРЕДНЬОМУ  
ОЧИЩЕНІ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ САФЛОРУ**

**Бакум М.В., к.т.н., проф., Крекот М.М., к.т.н., доц., Абдуєв М.М., к.т.н.,  
доц., Шептур О.А., к.т.н., доц., Пузік В.К., д.с-г.н., проф.,  
Чалая О.С., к.с-г.н., доц., Циба М.В., викл., Вотченко О.С., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Наведені результати досліджень впливу основних регульованих параметрів пневматичного сепаратора з нахиленим робочим каналом на ефективність попереднього очищення насіннєвої суміші сафлору красильного (олійного) сорту лагідний.*

Сафлор красильний або американський шафран, дикий шафран, (*Cárthamus tinctógius*) – однорічна рослина родини айстрових.

Сафлор є олійною культурою, батьківщиною якої є Ефіопія й Афганістан. З давніх часів був поширений на території Єгипту, Індії, Китаю, Середній Азії, Саудівській Аравії, Сирії, Палестині, Північній Африці, в Закавказзі, Туркменії і на території Європи.

В Україні сафлор з'явився у другій половині XVIII століття. Раніше його вирощували на невеликих площах переважно в південних посушливих регіонах. В Україні є декілька науково-дослідних установ та фірм, співробітники яких створюють сорти та гібриди сафлору. Серед відомих сортів – Добриня, Лагідний, Сонячний, Живчик, які занесені до реєстру сортів України. Квітки та олія сафлору включені до ряду зарубіжних фармакопей.

Сафлор – теплолюбива і дуже посухостійка рослина короткого періоду дня, добре пристосована до сухого континентального клімату. До тепла сафлор особливо вимогливий у фазі цвітіння і дозрівання. Коренева система на відміну від решти рослин у цей час здатна дістати вологу та елементи живлення, що знаходяться на глибині 60 см. Разом з тим сходи сафлору витримують до -40 нетривалих заморозків. В умовах вологої і похмурої погоди квітки погано запліднюються, а кошики загнивають.

Сафлор запилюється перехресно за допомогою комах, особливо бджіл, оскільки квітки мають трубчасту форму, що дозволяє створювати безперешкодний доступ бджолі до кожної квітки суцвіття. Але можуть і самозапилюватися. Відсутність бджіл-обпилювачів у разі механічної ізоляції ділянок призводить до зниження урожайності в різних зразків від 10 до 25% від урожаю. Цвітіння кошиків продовжується майже місяць, вегетаційний період становить 90...150 днів залежно від сорту, умов зростання й агротехніки в цілому.

Рослина добре переносить засуху і заморозки, до ґрунтів не вимоглива. Посухо- та жаростійкість дозволяє сафлору виносити несприятливі умови

півдня України, і в цілому зони так званого ризикованого землеробства, другої половини року. Проте дощове прохолодне літо негативно позначається на урожайності сафлору.

Сафлор може ушкоджуватися специфічними (сафлорною мухою та шавлієвою совкою) та багатоядними шкідниками, особливо квіткоїдами [1].

Насіння сафлору збирають зернозбиральними комбайнами традиційної комплектації. Важкі кусочки основних стебел сафлору і особливо легкі частинки кошиків в певній мірі ускладнюють роботу очистки зернозбиральних комбайнів і часто призводять до підвищеної засміченості зібраного насіння.

**Мета дослідження.** Дослідити ефективність використання пневматичного сепаратора з нахиленим сепарувальним каналом в якості машини попередньої очистки насіннєвих сумішей сафлору після комбайнового збирання врожаю.

**Результати досліджень.** Вихідним матеріалом для досліджень була насіннєва суміш сафлору сорту Лагідний, урожаю 2018 р., зібраного зернозбиральним комбайном Дон-1500.

Насіннєва суміш включала 56,56% насіння основної культури, 37,24% від маси суміші становили різних розмірів кусочки стеблестою та кошиків (легкі домішки), 4,43% насіння інших культурних рослин (в основному падоліщне зерно озимої пшениці та гороху), 1,42% - насіння бурянів (традиційне для відповідних полів: щиріці, лободи, мицію, пирію та інш.) і 0,35% від загальної маси вихідного матеріалу становили мінеральні домішки – в основному кусочки ґрунту.

Дослідження процесу очистки вихідної насіннєвої суміші виконували на дослідному зразковій пневматичного сепаратора з нахиленим сепарувальним каналом.

Результати первинної сепарації насіннєвої суміші сафлору сорту Лагідний отриманої після комбайнового збирання урожаю приведені в табл. 1.

Як видно з таблиці вихідна насіннєва суміш розподілилась до всіх приймачів, причому нерівномірно як за масовими показниками, так і за компонентним складом. Найбільшою за масою отримана насіннєва суміш першого приймача. Вона становить 33,84% від маси вихідного матеріалу. Вміст насіння основної культури в ній збільшився на 30,05%, в порівнянні з вихідним матеріалом і становить 86,61%. Причому, слід зазначити що в цю фракцію відсортувалося саме повноцінне насіння сафлору та переважна більшість здвоєного насіння основної культури.

Незважаючи на те, що легких домішок до фракції першого приймача виділилося майже в 7 разів менше від їх кількості у вихідному матеріалі (лише 5,80% від маси фракції) така насіннєва суміш по чистоті не відповідає вимогам. Тому що до цієї фракції відокремилось більшість насіння інших культурних рослин (практично все зерно гороху і повноцінне зерно пшениці) і мінеральних домішок, яких в цій фракції навіть збільшилось у порівнянні із вихідним матеріалом. Крім того до першого приймача відокремилась значна кількість насіння бурянів, яка становить 0,81% від маси фракції. Слід зазначити що і насіння бурянів до першого приймача відокремилось саме повноцінне і практично все без чешушок.

Вміст другого приймача за масою практично майже рівний пятому приймачеві і становить 19,73% від маси вихідного матеріалу. За якісним складом насіннева суміш цього приймача дещо поступається насінневій суміші яка відокремилась до першого приймача. В ній насіння основної культури становить 82,89% від маси фракції, що на 3,72% більше вихідного матеріалу. Маса 1000 насінин цієї фракції теж менша на 3,29 г від маси насіння першої фракції, але теж суттєво більша маси насіння вихідного матеріалу. Крім того слід зазначити, що до другого приймача відокремилось значно менше здвоєного насіння сафлору, але виповненість його теж менша. Кусочків стебел до другого приймача виділилось лише 5,09%, що н 0,81% менше ніж у першому приймачеві, але ціле насіння культурних рослин (в основному зерно озимої пшениці) практично все відокремилось до цієї фракції і становило 11,14% від її маси, що майже в два рази перевищує вміст насіння інших культурних рослин в першій фракції і майже в 3 рази – його вміст у вихідному матеріалові. Разом з тим насіння бурянів у другій фракції зменшилось на 0,43% у порівнянні з вмістом першої фракції і в 3,74 рази – в порівнянні з вихідним матеріалом. Вміст мінеральних домішків у другій фракції на 0,24% зменшився у порівнянні з вмістом першої фракції, але на 0,15% перевищує її вміст у вихідному матеріалові.

Таблиця 1. Результати сепарації насінневої суміші сафлору на пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом.

Показники	Фракції					
	Вихний матеріал	1	2	3	4	5
Розподіл насінневого матеріалу за фракціями, кг	34,16	11,56	6,74	4,96	4,15	6,75
Розподіл насінневого матеріалу за фракціями, %	100	33,84	19,73	14,52	12,15	19,76
Розподіл за фракціями зростаючим підсумком, кг	-	11,56	18,3	23,26	27,41	34,16
Розподіл за фракціями зростаючим підсумком, %	-	33,84	53,57	68,09	80,24	100,00
Вміст насіння основної культури, %	56,56	86,61	82,89	37,52	18,55	16,16
Вміст легких домішків, %	37,24	5,80	5,09	60,75	77,03	81,44
Вміст насіння інших культурних рослин, %	4,43	6,04	11,14	0,73	0,44	0,14
Вміст насіння бурянів, %	1,42	0,81	0,38	1,00	3,98	2,26
Вміст мінеральних домішків, %	0,35	0,74	0,50	0,00	0,00	0,00
Маса 1000 насінин сафлору, г	28,53	41,05	37,76	21,70	16,13	10,51
Енергія проростання насіння сафлору, %	41,89	67,33	61,00	28,00	15,00	6,00
Схожість насіння сафлору, %	45,74	71,75	67,00	33,00	17,00	7,00

Третя фракція за масою лише на 5,21% менша другої фракції, а за якісними показниками набагато гірша перших двох. Так вміст насіння основної культури в ній складає лише 37,52% від загальної маси, що в 2,21 рази менше

вмісту другої фракції і навіть на 19,04% менше його вмісту у вихідному матеріалові. Крім того слід зазначити, що саме насіння сафлору менш виповнене, його маса 1000 штук лише 21,70 г, що на 16,06 г менше маси у другій фракції, майже в два рази (1,89 рази) менше маси у першій фракції і навіть на 6,83 г менше насіння сафлору у вихідному матеріалові.

Переважають більшість третьої фракції складають легкі домішки (60,75% від маси фракції). Також у цю фракцію відокремилась частина пошкодженого насіння інших культурних рослин (0,73% від маси фракції) і повноцінне насіння бурянів у чешуйках (1,0% від маси фракції).

Вміст четвертої фракції найменший за величиною і складає лише 12,15% від маси вихідного матеріалу. В ній насіння сафлору становить лише 18,55% від загальної маси. Причому саме насіння дрібне за розмірами, а маса 1000 насінин лише 16,13 г, що на 12,40 г менша маси насіння вихідного матеріалу.

Основну частину цієї фракції становлять легкі домішки (77,03%). До неї також виділилось щупле, подрібнене насіння інших культурних рослин (0,44% від маси фракції) і насіння бурянів в чешуйках (3,98%).

Дуже схожою на четверту фракцію за гранулометричним складом є пята фракція, яка становить за масою 19,76% від загальної маси вихідного матеріалу. Насіння основної культури в ній лише 16,16%, причому маса його 1000 штук лише 10,51% г, що в 2,71 рази менша маси насіння вихідної суміші і очевидно цінності не становить.

Для оцінки здатності пневматичного сепаратора сортувати насіння сафлору за посівними якостями дослідили енергію проростання і схожість насіння основної культури кожної фракції. Із таблиці 1 видно, що у перші два приймачі відокремилось насіння сафлору більш повноцінне його енергія проростання становить, відповідно, 67 і 61%, що майже в 1,5 рази вища насіння вихідного матеріалу. Схожість теж сама висока у перших двох перших приймачах, відповідно, 72 і 67%. Посівні показники останніх трьох фракцій дуже низькі і як посівний матеріал цінності не мають.

Таким чином, аналіз результатів первинної сепарації на пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом насінневої суміші сафлору отриманої при збиранні урожаю прямим комбайнуванням показав, що жодна з отриманих п'яти фракцій не відповідає вимогам до посівного матеріалу.

Зважаючи на велику засміченість останніх трьох фракцій та низьку якість насіння сафлору в них подальше доочищення цих насінневих сумішей малоефективне.

Вміст перших двох приймачів загалом складає 53,57% маси вихідного матеріалу. Така об'єднана насіннева суміш включає 85,24% насіння основної культури, що на 28,68% більше ніж у вихідного матеріалу. Саме насіння сафлору в об'єднаній фракції має масу 1000 насінин 39,84 г, що на 11,31 г більша маси насіння вихідної суміші. Енергія проростання і схожість насіння підвищились, відповідно, на 23 і 24% і дорівнюють 65 і 70%. В цьому насінневому матеріалові легких домішок зменшилось майже в 7 разів, що покращує як умови тимчасового його зберігання, так і умови подальшого доочищення на інших насіннеочисних машинах.

**Висновки.** Аналіз результатів первинної сепарації насінневої суміші

сафлору, отриманої при збиранні урожаю прямим комбаюванням, показав високу ефективність пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом. Отримано цільову фракцію 57,57%, від маси вихідного матеріалу, в якій насіння основної культури становить 85,24%, а легких домішків лише 5,09%.

Одночасно з очищенням у сепарувальному каналі відбувається сортування насіння сафлору, що забезпечило підвищення у цільовій фракції маси 1000 насінин на 11,31 г, енергії проростання на 23%, а схожості на 24% порівняно з відповідними показниками вихідного матеріалу.

### Список використаних джерел

1. Матеев Е.З., Шахов С. В., Шукуров Б.Э. К вопросу переработки сафлора как перспективной масличной культуры // Международный студенческий научный вестник. – 2015. – № 3-2.
3. Дринча В.М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. - Воронеж: Изд - во НПО "Модек", 2006. – 384 с.
4. Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуев М.М. Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом // Механізація Сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. - Харків: 2008. - Вип. 75, Т.2.- С. 72-78.

### Аннотация

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА С НАКЛОНЕННЫМ ВОЗДУШНЫМ КАНАЛОМ НА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ОЧИСТКЕ СЕМЕННОЙ СМЕСЕЙ САФЛОРА**

Бакум Н.В., Крекот Н.Н., Абдуев М.М., Шептур А.А., Пузик В.К., Чалая О.С., Циба Н.В., Вотченко А.С.

*Приведены результаты исследований влияния основных регулируемых параметров пневматического сепаратора с наклоненным рабочим каналом на эффективность предварительной очистки семенной смеси сафлора красильного (масляной) сорта Лагидный.*

### Abstract

#### **STUDYING THE EFFICIENCY OF A PNEUMATIC SEPARATOR WITH AN INCLINED AIR CHANNEL ON A PRELIMINARY CLEANING SEED SEEDS SAFLORA MIXTURES**

N. Bakum, N. Krekot, M. Abduev, A. Sheptur, V. Puzik, O. Chalaya, N. Tsiba, A. Votchenko

*The results of investigations of the influence of the main regulated parameters of the pneumatic separator with the inclined working channel on the efficiency of the preliminary purification of the seed mixture of the safflower of the dye (oilseed) sort lahidnyy.*



## УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ НАВІСКИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПОСІВНИХ МАШИН

Кіральгазі І.І.

*Луганський національний аграрний університет*

*В статті розглядаються конструкції навісок сошників сівалок, їхні основні недоліки та запропонований спосіб підвищення стійкості руху робочих органів посівних машин за допомогою удосконалення механізму їх навіски.*

**Постановка задачі.** Інтенсифікація сучасного зернового виробництва, пошуки шляхів підвищення врожайності без подальшого збільшення витрат привели до розвитку біологічних принципів в вирощуванні зернових культур, в світлі яких питання глибини загортання насіння та якості розподілу їх по глибині придбав інше, більш важливе значення. У сучасних інтенсивних системах обробітку зернових культур дотримання оптимальної і рівномірної глибини загортання насіння надається не менше значення, ніж забезпечення оптимальної площі живлення [1].

Схожість насіння, розвиток їх і врожайність рослин залежать від факторів, багато в чому визначаються посівом як технологічної операції. Основні з них (глибина загортання насіння, контакт їх з ґрунтом, норма висіву, ущільнення дна борозни і ґрунту над насінням) тісно пов'язані з конструкцією сівалок. Досвід господарської експлуатації зернотукових сівалок сімейства СЗ-3,6 показав, що агрономічні вимоги щодо якості розміщення насіння в ґрунті не виконуються через незадовільну роботу підсистеми посівної машини «сошник - навіска». При цьому критерієм оцінки якості підсистеми є кількість насіння, загорнутого на глибині  $\pm 1$  см від оптимальної, яка повинна бути не нижче 80% [2]. Тому підвіски сошників та посівних секцій є важливими елементами вузлів загального призначення сівалок, бо за їхньої допомогою сошники та посівні секції приєднуються до рам ходових систем сівалок. Від вибору типу підвіски та її параметрів залежить стійкість ходу сошників у ґрунті на заданій глибині.

З вищевикладеного випливає два основні висновки - поліпшення якості розподілу насіння в ґрунті по глибині дозволить отримати значну прибавку врожаю, технічне рішення цього завдання слід шукати в удосконаленні механізмів навіски посівних машин, що забезпечують закладення насіння в ґрунт, в зв'язку з чим робота по оптимізації конструкції цих механізмів представляється актуальною.

**Мета роботи.** Метою роботи є підвищення стійкості руху робочого органу посівних машин на глибині посіву і при зміні ґрунтових умов роботи.

**Результати досліджень.** Аналіз проведених досліджень показує, що

робота над конструкцією посівних машин по підвищенню рівномірності загортання насіння в поздовжньо-вертикальній площині ведеться в таких основних напрямках:

- 1) удосконалення конструкцій сошників;
- 2) удосконалення конструкцій механізмів навіски сошників;
- 3) удосконалення конструкцій робочих органів, що настають за сошником.

Системний підхід до вирішення завдання у різних дослідників один - уявлення сошника і механізму його навіски як коливальні системи з різною кількістю елементів, що беруть участь в коливальному процесі.

Загальноприйняті три основні об'єктивні причини нерівномірності ходу сошників по глибині:

- нерівність рельєфу поля,
- неоднорідність структури ґрунту,
- коливання навіски сошника сівалки.

Проте значимість кожного фактора оцінюється авторами по-різному, і відповідно до цього, пропонуються різні конструктивні рішення поставленої проблеми.

Відомий механізм навіски робочих органів посівних машин, в склад якого входить підпружинений радіальний поводок, закріплений шарнірно одним кінцем до рами посівної машини і сошник, закріплений до протилежного кінця радіального повідка. В такому механізмі навіски миттєвий центр повороту повідка збігається з миттєвим центром його обертання і розташований в точці кріплення його шарніра. Внаслідок цього при зміні умов роботи сошник відхиляється від свого положення по глибині посіву, що призводить до перерозподілу насіння в тому ж напрямку [3].

Також відомий механізм навіски робочих органів посівних машин, в склад якого входить шарнірно закріплений до рами підпружинений радіальний поводок переднього робочого органу, двоплечий важіль із заднім робочим органом, одно плече якого шарнірно з'єднано з радіальним повідком, а друге плече шарнірно з'єднано додатковим повідком з рамою машини через сектор з отворами [4]. При цьому невизначено місце розташування миттєвого центру повороту радіального і додаткового повідків відносно заднього висівного робочого органу по глибині посіву.

Під час роботи посівної машини з таким механізмом навіски, з невизначеністю місця розташування миттєвого центра повороту радіального і додаткового повідків, виникає порушення стійкості руху заднього робочого органу на заданій глибині. При зміні глибини посіву тільки переміщенням точки кріплення додаткового повідка у отворах сектора рами відбувається зміщення миттєвого центра повороту додаткового і радіального повідків відносно попереднього положення, що порушує стійкість ходу робочих органів

на глибині посіву. Крім того, із зміною реакції ґрунту на механізм навіски, що має місце при зміні ґрунтових умов роботи посівної машини, змінюється і реакція ґрунту на робочі органи, при цьому сила, що діє на радіальний поводок зі сторони пружини, залишається незмінною, внаслідок чого знижується стійкість ходу робочих органів на глибині посіву.

Пропонуємо механізм навіски робочих органів посівних машин, до складу якого входить радіальний поводок із пружиною, шарнірно закріплений до рами машини та переднього робочого органу, що з'єднаний через шарнір із заднім робочим органом, додатковий поводок із запобіжним пристроєм у вигляді пружинного елемента установленим з можливістю зміни положення шарнірів повідка в напрямку кріплення його до рами, розташований непаралельно радіальному повідку і шарнірно з'єднаний з рамою переднім робочим органом та проміжною ланкою із заднім висівним робочим органом, один із шарнірів радіального повідка обладнати механізмом зміни його положення відносно додаткового з розташуванням миттєвого центра їх повороту з нижньої сторони висівного робочого органу на глибині посіву [5]. При цьому пружину радіального повідка слід обладнати механізмом зміни її деформації (рис. 1).

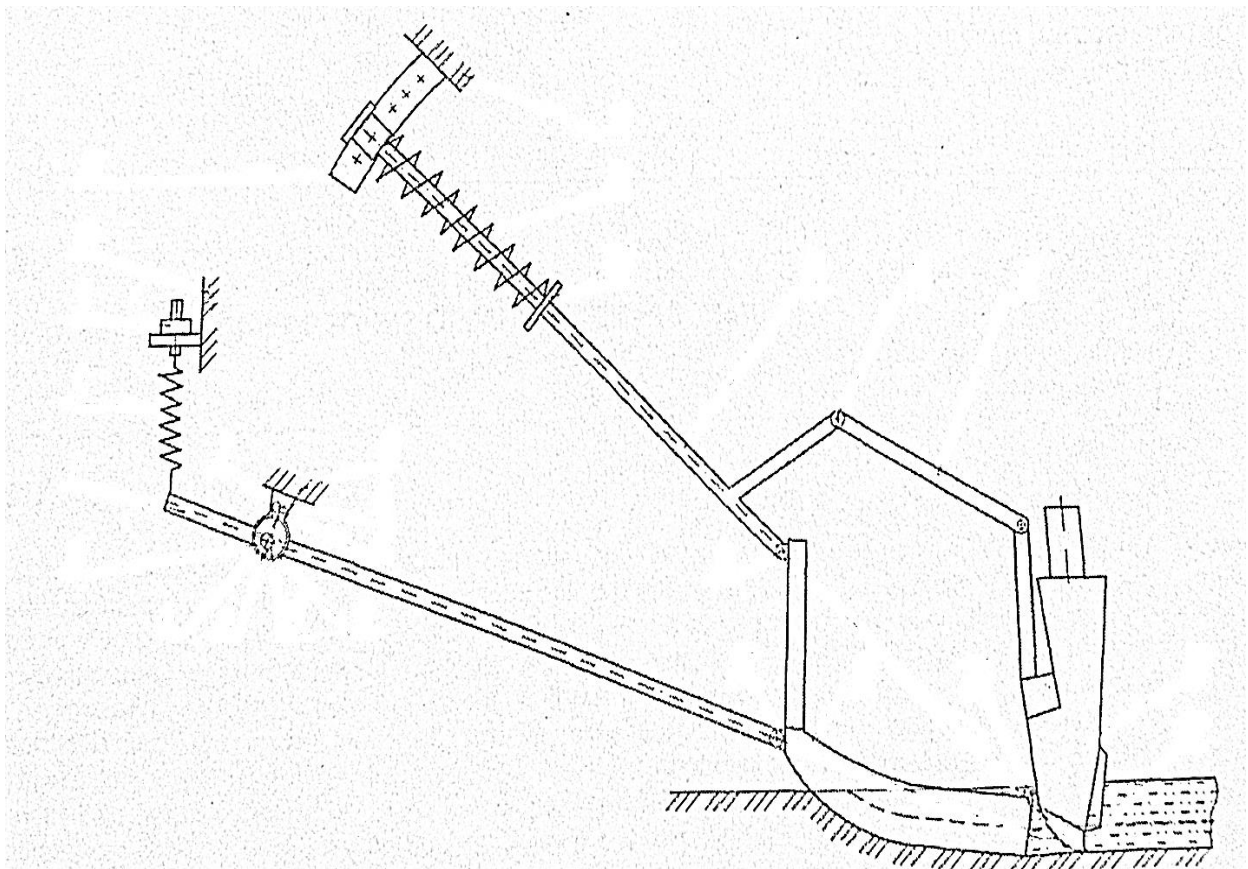


Рис. 1 – Механізм навіски робочих органів посівних машин

Під час роботи посівної машини з таким механізмом навіски, радіальний поводок, провертаючись своєю віссю відносно ексцентричної втулки

переднього шарніра під дією сили пружності пружини, заглиблює в ґрунт через шарнір передній робочий орган, який в свою чергу повертаючись відносно шарнірів, поступово розрізає своєю робочою кромкою ґрунт на глибину посіву, а додатковий поводок через проміжну ланку утримує в цей час задній робочий орган у вертикальному положенні. При цьому миттєвий центр повороту повідків розміщується з нижньої сторони заднього висівного робочого органу на глибині посіву, що забезпечує стійкість його ходу. Під час виникнення вертикальних зміщень в передньому робочому органі, миттєвий центр повороту повідків і залишається на глибині посіву, внаслідок чого стійкість руху заднього робочого органу практично не порушується. При зміні глибини посіву заднім висівним робочим органом кріплення додаткового повідка переставляють на секторі рами. При цьому механізмом встановлюють відповідне положення радіального повідка відносно додаткового поворотом в корпусі ексцентрикової втулки переміщенням її важеля по шкалі з одночасною зміною механізмом сили пружності пружини, що діє на поводок. При подоланні посівною машиною перешкоди, підвищене зусилля, яке сприймають в цей час робочі органи, передається на додатковий поводок, внаслідок чого стискується пружина запобіжного пристрою, і шарніри змінюють положення повідка в напрямку його кріплення до сектора рами. В результаті цього робочі органи почергово відхиляються вгору, долаючи перешкоду, що запобігає їх поломці. Після подолання перешкоди, робочі органи переміщуються повідком і проміжною ланкою у вихідне положення під дією пружини, що при цьому розтискується.

Запропоноване обладнання забезпечує стійкий його рух на заданій глибині і при зміні умов роботи за допомогою того, що, принаймні, один із шарнірів радіального повідка забезпечений механізмом зміни його положення відносно додаткового з розташуванням миттєвого центра їх повороту з нижньої сторони висівного робочого органу на глибині посіву. При цьому, обладнання пружини радіального повідка механізмом зміни її деформації забезпечує рівноважний стан робочих органів при зміні глибини посіву та ґрунтових умов роботи.

### **Список використаних джерел**

1. Бакум М.В., Бобрусь І.С., Михайлов А.Д., Морозов І.В., Нікітін С.П. Посівні машини – Харків, 2005. С. 136-140.
2. Анісімов О.В., Сало В.М., Мороз С.М. Аналіз конструкцій посівних секцій просапних сівалок / Матеріали ІХ-ї Міжнародної науково-практичної конференції. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки, вип. 2. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 3-4.

3. Механизм навески рабочих органов посевных машин: пат. 574182 СРСР: М Кл А01С 7/20. №2362061/15; заявл.17.03.1976; опубл.30.09.1977, Бюл. № 36. 2 с.
4. Механізм навіски робочих органів посівних машин: пат. 38884 Україна: МПК А01С7/20. № 2000116396; заявл.13.11.2000; опубл. 15.05.2001, Бюл. №4. 3 с.
5. Механізм навіски робочих органів посівних машин: пат. 123606 Україна: МПК А01С 7/20 № u201711601; заявл. 27.11.2017; опубл. 26.02.2018, Бюл. №4. 4 с.

#### **Аннотация**

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОСЕВНЫХ МАШИН**

Киральгази И.И.

*В статье рассматриваются конструкции навесок сошников сеялок, их основные недостатки и предложен способ повышения устойчивости движения рабочих органов посевных машин с помощью усовершенствования механизма их навески.*

#### **Abstract**

### **IMPROVEMENT OF THE MECHANISM OF THE NAIL WORKING BODIES OF SOWING MACHINES**

I. Kiralhazi

*The article deals with the design of the seedbed drill bearings, their main disadvantages and the proposed method for increasing the stability of the working bodies of the sowing machines by improving the mechanism of their attachment.*

## КОНТРУКТИВНИЙ АНАЛІЗ ТУКОВИХ МАШИН ІЗ ШНЕКОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ І ЇХ УДОСКОНАЛЕННЯ

Курлов В.І., асп., Фесенко Г.В., к.т.н., доц., Поляков А.М., к.т.н., доц.

*Луганський національний аграрний університет*

*Приведено результати аналізу відомих машин для внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів, шнекові робочі органи яких відрізняються простотою конструкції та саморегулюванням рівня матеріалу по його довжині під час роботи і забезпечують примусовий характер переміщення сипучих мінеральних добрив із кожуха. Запропоновано конструктивне рішення шнекової машини із робочим органом, що забезпечує стабільну подачу мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів під час роботи.*

**Постановка проблеми.** Підвищити врожайність сільськогосподарських культур з одночасним поліпшенням якості одержуваної продукції можливо за умови своєчасного внесення в ґрунт необхідної кількості поживних речовин, в тому числі у вигляді мінеральних добрив. При цьому важливою умовою при внесенні добрив є дотримання агротехнічних умов по нерівномірності їх розподілення в ґрунті, яка в значній мірі залежить від конструктивних особливостей робочих органів тукових машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Недотримання туковими машинами агротехнічних умов по допустимій нерівномірності внесення мінеральних добрив, яка не повинна перевищувати 20% при поверхневому внесенні і до 15% при локальному внесенні, призводить до недобору врожаю, а також до нерівномірного дозрівання рослин, що призводить до зниження врожаю і погіршення його якості [1].

**Мета дослідження.** Провести аналіз відомих машин для внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів та запропонувати конструктивне рішення машини, що забезпечить стабільну подачу мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів під час роботи.

**Результати дослідження.** В цілому робочі органи тукових машин можна розділити на дві групи. У першу групу входять робочі органи тукових машин, в яких дозування добрив відбувається на виході з бункера з подальшим їх транспортуванням по каналах до поверхні ґрунту. До цієї групи входять пневматичні, пневмовідцентрові та відцентрові пристрої до тукових машин [2]. Під час переміщення сипучого матеріалу в таких робочих органах, відбувається руйнування його часток, а отже і погіршення гранулометричного складу матеріалу, що знижує показники роботи тукових машин.

До другої групи відносяться робочі органи машин, в яких добрива надходять з бункера в розподільно-транспортуючі робочі органи, які розподіляють добрива по ширині захвату машини і вносять у ґрунт. У цю групу входять стрічкові, барабанні, шнекові з нерухомо установленим кожухом,

аераційні і вібраційні робочі органи [3]. До недоліків таких робочих органів слід віднести утворення в них надлишку добрив, складність дотримання заданої норми їх внесення та підвищена енергоємність їх роботи.

Особливу групу представляють шнекові робочі органи до тукових машин, започатковані вченим Кириченко В. О. і підтримані Слободюком В. Я, Фесенко Г. В. та ін., в яких під час роботи кожух обертається разом із шнеком [4]. Особливістю цих розподільників є саморегулювання розподілу сипучого матеріалу в кожусі шнека, що створює умови для рівномірного їх розподілу по ширині захвату тукової машини. При цьому Кириченко В. О. запропонував визначати показник кінематичного режиму шнекового робочого органу за наступною залежністю:

$$K = \frac{\sin \varepsilon \cdot \cos(\alpha + \phi) - \cos \varepsilon}{\sin \phi} \quad (1)$$

де:  $\varepsilon$  – кут, що визначає положення частки сипучого матеріалу в кожусі відносно вертикальної площини;  $\alpha$  – кут нахилу шнека до горизонталі;  $\phi$  – кут природного укосу сипучого матеріалу.

Основними елементами в конструкції цих робочих органів є бункер і розподільний пристрій, виконаний у вигляді шнека з секційним кожухом, закріпленим на витках шнека [5]. Крім того, шнековий робочий орган включає обойми з виступами у формі півкілець, встановлені в зоні зазорів кожуха, причому на кромках півкілець виконані скоси в напрямку виходу матеріалу назовні. Разом з цим, під час роботи машини із таким робочим органом має місце пошкодження часток матеріалу внаслідок защемлення їх між кожухом і витками шнека. В результаті технічного розвитку, знайдено більш досконалу машину для внесення сипких мінеральних добрив із шнековим робочим органом, яка забезпечує внесення мінеральних добрив з підвищеною рівномірністю [6, 7]. Під час роботи цієї машини мінеральні добрива на виході із кожуха спрямовуються відбірником назовні з поворотом в бокову сторону, що частково впливає на стабільність їх руху. Більш досконалою є машина для внесення твердих мінеральних добрив, в якій за рахунок кільцевих дисків створюються кращі умови для виходу добрив із робочого органу, а перегородки між секціями кожуха підвищують надійність робочого органу [8]. Разом з цим сили тертя, що діють на добриво в зоні вихідних вікон стримують їх переміщення із кожуха.

Особливою конструкцією відрізняється шнекова машина для внесення твердих мінеральних добрив з розташуванням тягового елемента зі сторони зовнішніх кромek кільцевих дисків і установкою в ній храпової муфти для зупинки кожуха [9]. Під час роботи такої машини відбувається примусове переміщення обмеженого шару добрив до вихідних вікон, що забезпечує підвищену рівномірність їх внесення. До недоліку можна віднести

наштовхування часток добрив на дозуючу кромку верхньої частини обойми у вихідному вікні, яка чинить їм опір, стримуючи тим самим їх вихід назовні.

Підвищеною стабільністю переміщення мінеральних добрив у вихідних вікнах наділена шнекова машина, в якій верхня частина кожної обойми охоплена гнучким елементом зі сторони перегородок, що з'єднують секції кожуха [10, 11]. В результаті такого виконання верхніх частин обойм розподільчого механізму, покращуються умови переміщення добрив у вихідних вікнах, що підвищує рівномірність їх внесення. Разом з цим, під час роботи такої машини, стрічки верхніх частин обойм, рухаючись зворотним напрямком у вихідних вікнах, стримують їх вихід назовні.

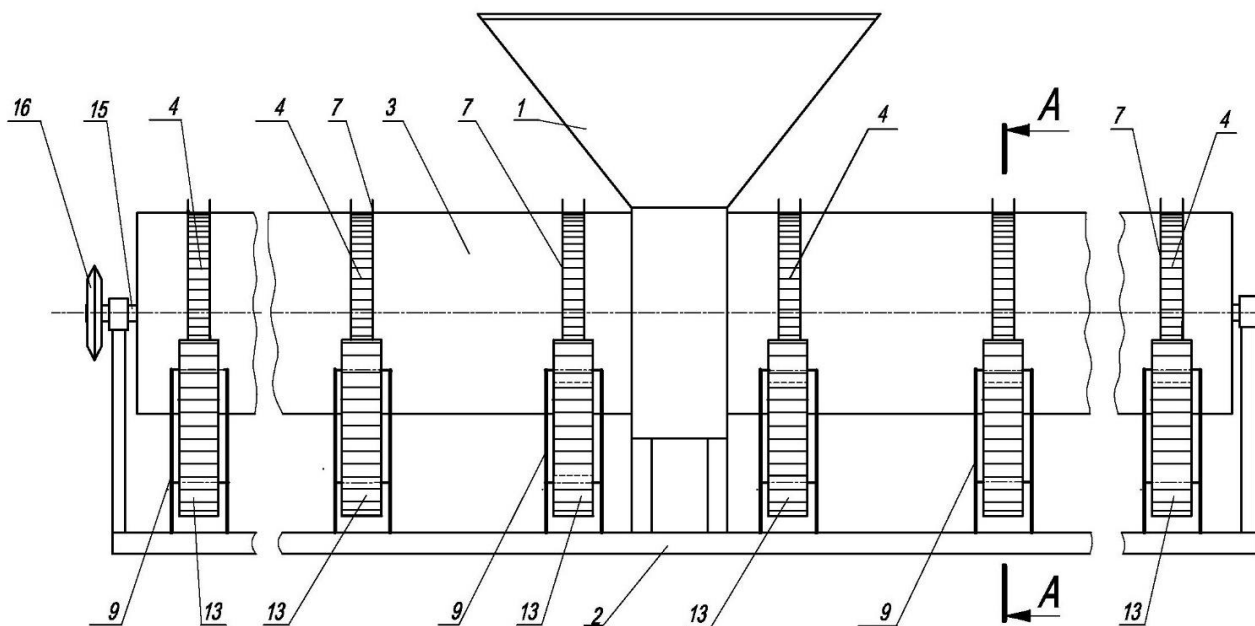
Підвищеною простотою конструкції відрізняється машина для внесення сипучих мінеральних добрив, особливість якої полягає в закріпленні до перегородок козирків дахоподібної форми, спрямованих в середину кожуха з відхиленням в бік, протилежний напрямку обертання робочого органу на кут, більший кута тертя добрив по їх поверхні [12, 13]. Під час роботи такої машини добрива обмеженого простору нижніх обойм переміщуються у верхньому напрямку до вихідних вікон за рахунок дії на них сил тертя кільцевих дисків разом із притиснутими до їх зовнішніх кромок стрічок. При переміщенні добрив у вихідних вікнах товщина їх шару обмежується козирками, зберігаючи тим самим вільний їх вихід назовні. В цей час руху стрічок протидіє сила тертя зовнішніх кромок кільцевих дисків і сипучого матеріалу, що з ним взаємодіє. В результаті цього відбувається проковзування стрічок відносно кожуха, що спричинює зміну заданого характеру руху стрічок, а отже і виходу добрив назовні, що погіршує показники роботи тукової машини.

Підвищити рівномірність внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів шнековою машиною можливо за рахунок стабілізації їх переміщення стрічками до виходу із кожуха. Для цього в шнековій машині для внесення мінеральних добрив, в якій секції установлені із зазором і з'єднані перегородками з козирками, зовнішні кромки кільцевих дисків треба виконати у вигляді радіальних стрижнів, спрямованими до стрічки з проникненням в проміжки її виступів. При цьому стрижні і виступи слід розташувати в одній площині з однаковим шагом.

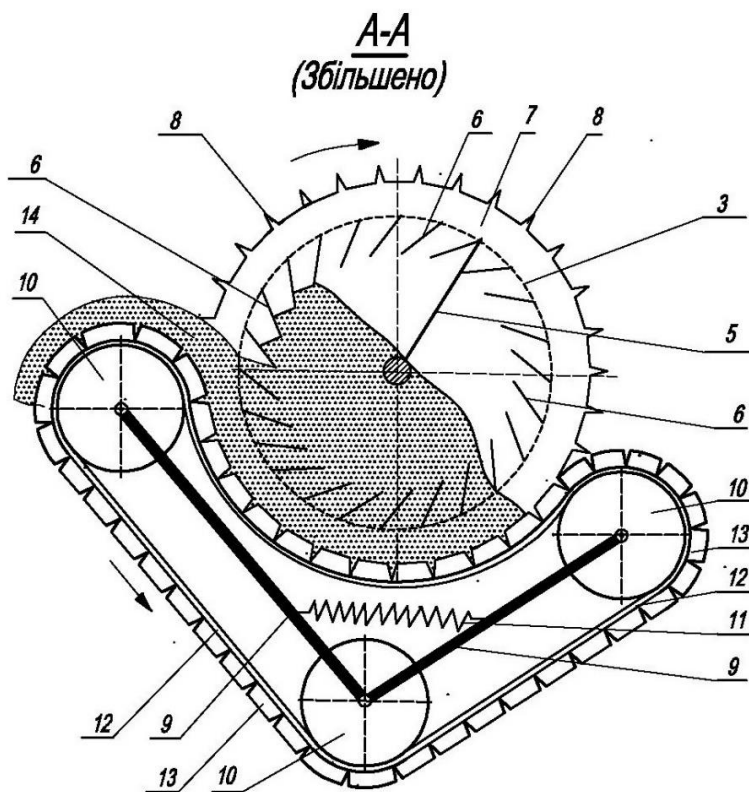
Такою є машина для внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів (рис. 1), яка включає бункер 1, установлений на рамі 2, розподільчий пристрій у вигляді секційного кожуха 3, секції якого установлені між собою із зазором, з'єднані перегородками 4 і жорстко зі шнеком 5. До перегородок 4 закріплені козирки 6, спрямовані всередину кожуха 3 з відхиленням в бік, протилежний напрямку обертання розподільчого пристрою на кут, більший кута тертя добрив по поверхні козирків 6. При цьому козирки 6 розташовані ступінчасто в напрямку обертання розподільчого пристрою з перевищенням їх проекції на поверхню кожуха 3 зони зазорів. Крім того, на кожусі 3 в зоні зазорів між його секціями жорстко закріплені кільцеві диски 7, зовнішня кромка яких виконана у вигляді стрижнів 8, з нижньої сторони суміжних дисків 7 установлена обойма 9 у вигляді натяжних роликів 10 з пружиною 11, охоплених безкінечною стрічкою 12 з виступами 13. Разом з цим, стрічка 12 кожної обойми 9 разом із



суміжними дисками 7 утворюють дозуючі вікна 14 для виходу шару мінеральних добрив із кожуха 3 машини. Для приводу шнека 5 із кожухом 3 на осі 15 установлена зірочка 16.



а



б

а – загальний вигляд; б – вид перерізу шнекового робочого органу

Рис. 1 – Схема шнекової машини для внесення мінеральних добрив

Під час роботи такої машини мінеральні добрива із бункера 1 самовільно поступають в кожух 3 до шнека 5, які приводяться в обертовий рух від зірочки 16 на осі 15. При цьому добрива захоплюються витками шнека 5 і переміщуються ними до козирків 6, які спрямовують їх у зону зазорів між секціями кожуха 3. Добрива, просипаючись через зазори між секціями кожуха 3, поступають на стрічки 12, притиснуті роликками 10 під дією пружин 11 до суміжних дисків 7 з проникненням їх стрижнів 8 в проміжки між виступами 13, і заповнюють простір, обмежений з нижньої сторони обоймою 9 і суміжними кільцевими дисками 7. При цьому стрижні 8, взаємодіючи із виступами 13, передають свій обертальний рух від дисків 7 на стрічки 12 без зміни передавального відношення, що унеможливує їх проковзування. Подальше переміщення кожного шару добрив відбувається примусово в напрямку дозуючих вікон 14 за рахунок дії на них сил тертя стрічки 12, бокових сторін кільцевих дисків 7 і перегородок 4 зі сторони кожуха 3. При цьому стрижні 8, взаємодіючи із виступами 13, передають свій обертальний рух від дисків 7 на стрічки 12 без зміни передавального відношення, що не уможливує їх проковзування. В цей час добрива, які знаходяться над дозуючими вікнами 14, переміщуються по козиркам 6 всередину кожуха 3, створюючи умови безперешкодного виходу шару добрив із вікон 14.

Внаслідок цього забезпечується стабільний рух добрив в напрямку до вікон 14 і їх вільний вихід назовні, а отже і рівномірне їх внесення. Після виходу із дозуючих вікон 14 мінеральні добрива розсіюються по поверхні ґрунту або спрямовуються у тукопроводи (на рис. 1 не показано) для локального їх внесення в ґрунт. Норма внесення мінеральних добрив встановлюється відповідною частотою обертів шнека 5 із кожухом 3 зміною передавального відношення в приводі зірочки 16.

**Висновки.** В результаті аналізу відомих конструктивних рішень тукових машин, встановлено, що тукові машини із шнековим робочим органом, кожух якого нерозривно зв'язаний зі шнеком під час роботи, забезпечують примусове переміщення сипучого матеріалу із кожуха у вигляді нерозривного шару, що є однією із головних умов рівномірного їх розподілу в ґрунті. На основі пошукових досліджень запропонована шнекова машина для внесення мінеральних добрив та інших сипучих матеріалів з можливістю забезпечити їх стабільну подачу із робочого органу, а отже і підвищену рівномірність їх внесення при застосуванні в технологічних процесах вирощування сільськогосподарських культур.

## Список використаних джерел

1. Сендряков И. Ф. Влияние качества внесения минеральных удобрений на урожай зерновых культур / И. Ф. Сендряков, Н. Г. Овчинникова., Б. А. Главацкий // Химия в сельском хозяйстве. - 1980. - №7. С. 4-7.
2. Боженко В. О. Сільськогосподарські машини та їх використання / В. О. Боженко. – К.: Аграрна освіта, 2009. – 420 с.
3. Войтюк Д. Г., Сільськогосподарські машини / Д. Г. Войтюк, Г. Р. Гаврилюк. – К.: Урожай, 1994. – 448 с.
4. Кириченко В. А. К определению режима работы винтовой транспортирующей трубы / В. А. Кириченко // Сб. научн. трудов МИИСП, том XI, вып. 1 ч. II, М.: 1974. - С. 58-62.
5. А. с. 712062 СССР, МПК А 01 G 15/00. Разбрасыватель сыпучих материалов / В. Я. Слободюк, В. Я. Кириченко, Г. В. Фесенко. № 2489348/30-15 ; заявл. 27.05.77 ; опубл. 30.01.80, Бюл. 4.
6. А. с. 1237107 СССР, МПК А 01 С 15/00. Машина для внесения сыпучих минеральных удобрений / В. Я. Слободюк, Н. Д. Зуев, В. А. Шмонин, В. С. Шерстюк, Г. В. Фесенко и др. № 3830367/30-15 ; заявл. 20.11.84 ; опубл. 23.05.86, Бюл. № 19.
7. Слободюк В. Я. Разработка распределяющего устройства к машинам для локального внесения основной дозы сыпучих минеральных удобрений / В. Я. Слободюк, Г. В. Фесенко, Романюк Г. С., Шерстюк В. С. // Сб. научн. трудов Республ. науч.-т. конф. К.: 1984. – С. 85.
8. А. с. 1296030 СССР, МПК А 01 С 15/00. Машина для внесения твердых минеральных удобрений / Т. П. Евсюков, Г. В. Фесенко, Г. С. Романюк, И. С. Романюк и др. № 3970037/30-15 ; заявл. 29.10.85 ; опубл. 15.03.87, Бюл. № 10.
9. А. с. 1604200 СССР, МПК А 01 С 15/00. Машина для внесения твердых минеральных удобрений / Г. В. Фесенко, Ю. В. Иванов, Б. А. Нефедов, А. Г. Чигрин. № 4390217/30-15 ; заявл. 10.03.88 ; опубл. 07.11.90, Бюл. № 41.
10. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив: пат. 91794 Україна : МПК А01С 15/00. № а 2009 04885 ; заявл. 18.05.2009 ; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16.
11. Фесенко Г. В. До обґрунтування дозуючого пристрою робочого органу для внесення сипучих мінеральних добрив / Г. В. Фесенко, О. В. Сівцов // зб. наук. праць ХДТУСГ, вип. 103, Х.: 2010. – С. 148-150.
12. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив : пат. 94881 Україна : МПК А01С 15/00, А01С 15/06. № а 2010 11659 ; заявл. 30.09.2010 ; опубл.

10.06.2011, Бюл. № 11.

13. Пастухов В. І. Обґрунтування конструкції шнекового робочого органу тукової машини для локального внесення сипучих мінеральних добрив: / В. І. Пастухов, Г. В. Фесенко, В. С. Шерстюк, Ю. В. Сівцов // зб. наук. праць ХДТУСГ, вип. 103, Х.: 2010. – С. 156-159.

#### **Аннотация**

### **КОНТРУКТИВНЫЙ АНАЛИЗ ТУКОВЫХ МАШИН С ШНЕКОВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И ИХ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ**

Курлов В.И., Фесенко Г.В., Поляков А.М.

*Приведены результаты анализа известных машин для внесения минеральных удобрений и других сыпучих материалов, шнековые рабочие органы которых отличаются простотой конструкции и саморегулированием уровня материала по его длине во время работы и обеспечивают принудительный характер перемещения сыпучих минеральных удобрений из кожуха. Предложено конструктивное решение шнековой машины с рабочим органом, что обеспечивает стабильную подачу минеральных удобрений и других сыпучих материалов во время работы.*

#### **Abstract**

### **DESIGN ANALYSIS FERTILIZER MACHINES WITH A SCREW WORKING BODY AND THEIR IMPROVEMENT**

V. Kurlov, H. Fesenko, A. Polyakov

*The results of the analysis of known machines for the application of mineral fertilizers and other bulk materials, screw working bodies which are characterized by simplicity of design and self-regulation of the level of the material along its length during operation and ensure the forced movement of bulk mineral fertilizers from the casing. A constructive solution of the screw machine with a working body is proposed, which ensures a stable supply of mineral fertilizers and other bulk materials during operation.*

## РЕЗУЛЬТАТИ СТЕНДОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ РОЗПИЛЮВАЧІВ ПЕСТИЦИДІВ

Кобець О.М., к.т.н., доц., Кузьменко О.Ф., асист.

*Дніпровський державний аграрно-економічний університет*

*В роботі обґрунтовано актуальність проблеми досліджень розпилювачів пестицидів, як ключових елементів обприскувачів. Приведено аналіз конструкції та принципу роботи відцентрового розпилювача. Наведено результати стендових досліджень відцентрових розпилювачів пестицидів та узагальнення по отриманим даним. Експериментальним шляхом визначено коефіцієнт варіації розподілу робочої рідини по довжині штангового обприскувача.*

**Постановка задачі.** Внесення пестицидів в краплинно-рідкому стані (обприскування) є базовою технологією в захисті рослин від шкідників, хвороб та бур'янів. При цьому обприскування як спосіб хімічного захисту має ряд беззаперечних переваг та суттєвих недоліків. Універсальність та доступність використання, швидка та надійна дія визначили пріоритетність обприскування в технологіях захисту рослин, при цьому негативними наслідками обприскування є забруднення навколишнього середовища та загроза корисним організмам, які входять в агробіоценози.

Ключовим елементом обприскуючої техніки є робочий орган – розпилювач, від якості роботи (розпилювання) якого в значній мірі залежить економічна і біологічна ефективність використання засобів захисту рослин, їх екологічна безпека. Найбільш поширеними типами розпилювачів є гідравлічні: щілинні, відцентрові, дефлекторні.

Основними вимогами, що ставляться до розпилювачів є забезпечення необхідної витрати робочої рідини при заданому тиску, дисперсності розпилення, довговічності та надійності роботи.

Виробники сучасних розпилюючих пристроїв все більше уваги приділяють поряд з підвищенням якості розпилення збільшенню ресурсу розпилювача та його надійності в роботі, у відповідності до чого дослідження в даному напрямку є актуальними.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Ключовим елементом обприскуючої техніки є розпилювач, від якості роботи (розпилення) якого в значній мірі залежить економічна і біологічна ефективність використання ЗЗР, їх екологічна безпека. Найбільш поширеними типами розпилювачів є гідравлічні – щілинні, відцентрові, дефлекторні.

Усі типи гідравлічних розпилювачів не забезпечують диспергування робочих рідин на краплі оптимальної величини: в спектрі розпилення завжди є різні класи крапель, які відрізняються по діаметру, масі і об'єму, що міститься в краплях рідини – від дрібних і дуже дрібних до великих і дуже великих.

Внаслідок цього при обприскуванні завжди мають місце непродуктивні втрати пестицидів із-за зносу дуже дрібних крапель (20...80 мкм) і стікання дуже великих (360...1000 мкм) з цільового об'єкту на ґрунт. Тільки краплі розмірами 80...360 мкм працюють раціонально [1].

У самому факелі розпилення робочої рідини (на виході з розпилювача) утворюються краплі в дуже широкому діапазоні розмірів: від 10 мкм до 1...2 мм. Для економічно і екологічно раціонального використання пестицидів бажано, щоб в спектрі розпилу утворювались краплі діаметром 80-360 мкм. Проте нині у світі не існує конструкцій гідравлічних розпилювачів, які давали б 100% крапель таких розмірів, і розпилювачів з абсолютно монодисперсним розпилюванням, наприклад, діаметр 200 мкм.

Одним із найбільш перспективних розпилювачів пестицидів, дисперсність розпилення яких близька до оптимальної, є відцентровий розпилювач [2]. Такі розпилювачі використовують відносно малий час (протягом 2-х десятиріч), однак вони підтвердили достатньо високу ефективність та надійність в роботі.

**Мета роботи.** У відповідності до вищевикладеного, метою роботи є стендові дослідження відцентрових розпилювачів пестицидів.

**Результати досліджень.** Лабораторні дослідження проводилися у відповідності до рекомендованих методик та існуючих нормативних положень [3].

Програмою експериментальних досліджень відцентрових розпилювачів передбачалось визначення експлуатаційних показників з використанням стендового лабораторного обладнання [4].

На рис. 1 показано загальний вид і конструктивну схему відцентрового розпилювача, розробленого ТОВ «АгроМодуль» (м. Дніпро). Складовими розпилювача є корпус 1, сопло 2, завихрювач 3 і гумове кільце 4.

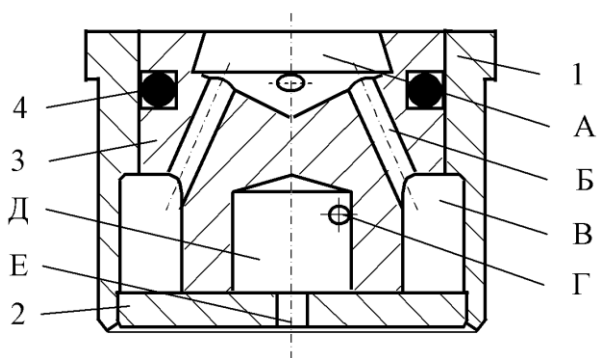


Рис. 1 – Загальний вигляд і конструктивна схема відцентрового розпилювача

Рідина з розподільника А каналами Б потрапляє до кільцевого колектора В і через дотичні входні канали Г перетікає до камери закручування Д. Тут вона набуває обертового руху і формує сталу вихрову структуру, що складається з вихрових ниток, які у подальшому визначають розміри краплин. Після виходу з соплового отвору Е, вихрові нитки діляться на краплини з утворенням конічного факела.

Основними факторами, що впливають на витрату рідини ( $Q$ , л/хв) є тиск ( $P$ , МПа) та діаметр вихідного отвору розпилювача (далі – діаметр сопла) ( $d$ , мм).

При розробці математичної моделі впливу факторів, які досліджувалися, було розроблено план експерименту при двох змінних: тиску  $P$  та діаметру сопла  $d$ . Значення нульового (або середнього) рівня тиску 0,3 МПа; діаметра сопла 1,5 мм; інтервал зміни (крок варіювання) кожної змінних: тиску 0,1 МПа; діаметра сопла – 0,5 мм.

Задачею досліджень є виявлення впливу цих параметрів на показник витрати рідини  $Q$ , л/хв.

Для одержання регресійної моделі у вигляді полінома I ступеня були проведені експерименти згідно плану ( $3^2 = 9$ ).

У результаті обробки результатів факторного експерименту з використанням програми Statistica V10 отримали регресійну модель у вигляді полінома I ступеня:

$$Q = 0,692 + 0,12P + 0,447d.$$

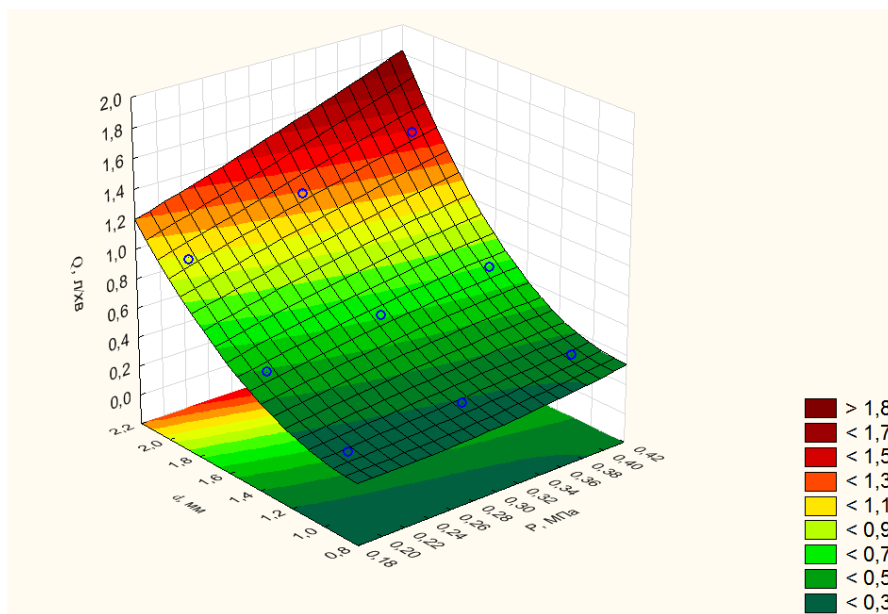
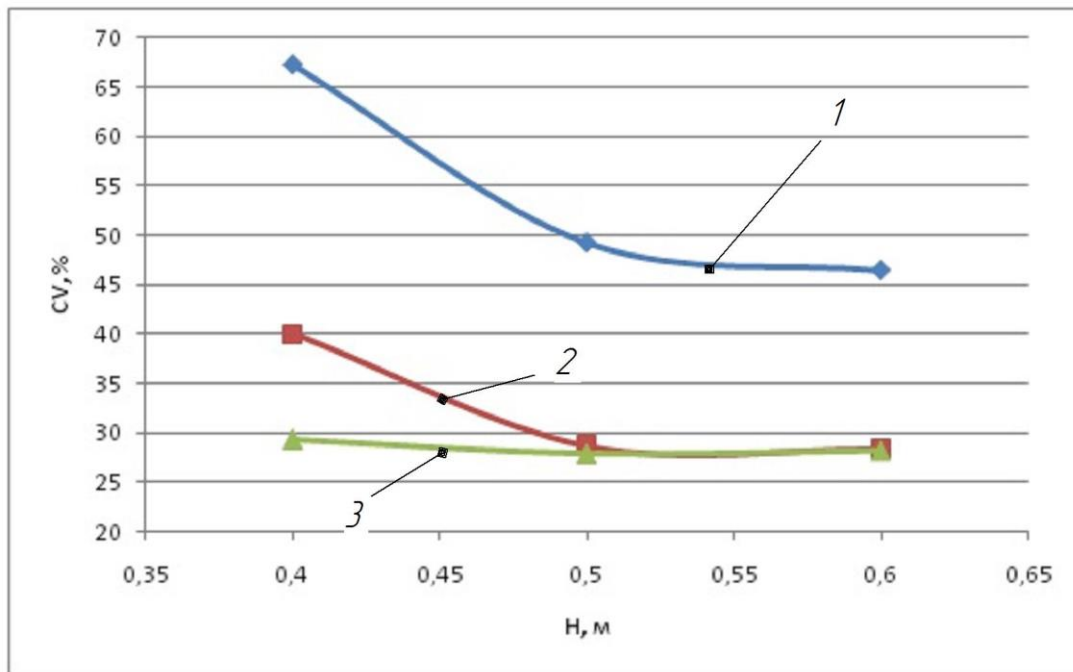


Рис. 2 – Поверхня відгуку значення витрати рідини  $Q$  при різних значеннях тиску  $P$  та діаметра сопла  $d$

Графічна інтерпретація залежності витрати рідини  $Q$  при різних значеннях тиску  $P$  та діаметра сопла  $d$  наведена на рис. 2.

При визначенні коефіцієнта варіації заміри проводили при висоті штанги над поверхнею зрошення від 0,4 до 0,6 м при тиску 0,3 МПа. Коефіцієнт варіації склав 39,97, 28,7 і 28,4 %, відповідно.

Залежність коефіцієнта варіації розподілу рідини по довжині штанги від тиску і висоти розпилювачів над поверхнею, що обробляється 0,4...0,6 м наведено на рис. 3.



1 - 0,2 МПа; 2 - 0,3 МПа; 3 - 0,4 МПа

Рис. 3 – Залежності коефіцієнту варіації розподілу від висоти розташування розпилювача для тиску

Графік показує, що для відцентрового розпилювача з теоретичною витратою рідини 0,6 л/хв за умови тиску 0,3 МПа коефіцієнт варіації розподілу рідини по довжині штанги 28,4...39,97% при висоті 0,4...0,6 м.

Мінімальний коефіцієнт варіації розподілу рідини по довжині штанги при тиску 0,3 МПа і висоті розпилювача над поверхнею, що обробляється 0,4 м дорівнював 28,4%.

**Висновки.** Відцентрові розпилювачі пестицидів найбільш перспективні з точки зору бажаної дисперсності розпилення рідини та екологічної безпеки процесу обприскування.

Хвилинна витрата відцентрового розпилювача з достатньою точністю може бути визначена лінійною залежністю від діаметра вихідного отвору та тиску робочої рідини.

Коефіцієнт варіації розподілу рідини по довжині штанги для відцентрових розпилювачів з витратою 0,6 л/хв становить близько 30%, що відповідає існуючим вимогам.

### Список використаних джерел

1. Коваль В.П. Обприскування відцентровими розпилювачами РОса. Відцентровий розпилювач Роса / В.П. Коваль, О.І. Мележик // Техніка і технології АПК. – 2011. - №11. С. 13-16.
2. Коваль В.П. Просте доступне рішення проблеми зменшення планетарного забруднення пестицидами / В.П. Коваль, О.І. Мележик // Техніка і технології АПК. – 2015. - №1. С. 22-25.
3. Обладнання для захисту рослин. Обприскувачі. Частина 1. Методи



випробовування насадок для розприскування (ISO 5682-1:1996, IDT): ДСТУ ISO 5682-1:2005. – [Чинний від 2007-10-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2007. – 13 с. – (Національний стандарт України).

4. Кобець О.М. Стенд для дослідження розпилюючих пристроїв машин для внесення агрохімікатів / О.М. Кобець, А.М. Пугач, О.Ф. Кузьменко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. 190. – 2018. С. 52-57.

## Аннотация

### РЕЗУЛЬТАТЫ СТЕНДОВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ПЕСТИЦИДОВ

Кобец А.Н., Кузьменко А.Ф.

*В работе обоснована актуальность проблемы исследований распылителей пестицидов, как ключевых элементов опрыскивателей. Представлен анализ конструкции и принципа работы центробежного распылителя. Приведены результаты стендовых исследований центробежных распылителей пестицидов и сделаны обобщения по полученным данным. Экспериментальным путем определен коэффициент вариации распределения рабочей жидкости по длине штангового опрыскивателя.*

## Abstract

### THE RESULTS BENCH RESEARCH OF CENTRIFUGAL PESTICIDE NOZZLES

O. Kobets, O. Kuzmenko

*The paper substantiates the urgency of the problem of research of pesticide nozzles, as key elements of sprayers. The analysis of the design and principle of operation of the centrifugal nozzles is presented. The results of bench studies of centrifugal pesticide nozzles are presented and generalizations are made from the data obtained. Experimentally determined the coefficient of variation of the distribution of the working fluid along the length of the boom sprayer.*

## РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ДОДАТКОВОМУ СОРТУВАННІ НАСІННЯ ГОРОХУ

Бакум М.В., к.т.н., проф., Крекот М.М., к.т.н., доц.,  
Абдуєв М.М., к.т.н., доц., Майборода М.М., к.е.н., викл.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Приведені результати виробничих випробувань пневматичного сепаратора з нахиленим робочим каналом на додатковому сортуванні насіння гороху. Підтверджено високу ефективність використання пневматичного сепаратора на додатковому сортуванні насіннєвого матеріалу гороху сорту Хачбек попередньо очищеного на зерноочисному агрегаті.*

**Мета дослідження.** Перевірити можливість підвищення посівних якостей насіння гороху за рахунок додаткового сортування на пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом.

**Результати досліджень.** Насіннєвий матеріал гороху сорту Хачбек другої репродукції підготовлений для сівби в кількості 28350 кг, який не відповідав показникам якості згідно ДСТУ 2240-03, та містив насіння основної культури 92,61%, легких домішок 0,70%, пошкодженого насіння основної культури 6,46%, насіння інших культурних рослин 0,23%. Маса 1000 насінин становила 253,03 г, енергія проростання 82%, а схожість лише 86%. За якісними показниками таке насіння не відповідає вимогам ДСТУ 2240-03 до посівного матеріалу. Згідно стандарту насіннєвий матеріал гороху другої репродукції повинен містити основної культури не менше 98%, насіння інших культурних рослин не більше 15 шт/кг, а насіння бур'янів не більше 3 шт/кг.

При цьому схожість насіння гороху, за вимогами стандарту, повинна бути не меншою 92%.

На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П.Василенка розроблена оригінальна конструкція пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом спроможним не лише відокремлювати легкі домішки а і виконувати сортування насіння сільськогосподарських культур [3].

Для перевірки можливості підвищення посівних якостей насіння гороху, підготовленого на зерноочисному агрегаті ЗАВ-20, за рахунок додаткового сортування на дослідному зразковій пневматичного сепаратора за нахиленим повітряним каналом виконані виробничі випробування.

Випробування виконували при нахилі сепарувального каналу до горизонту під кутом 45°, середній швидкості повітряного потоку в каналі 17...20 кг/год.

Результати додаткового сортування насіння гороху сорту Хачбек на пневматичному сепараторі з нахиленим повітряним каналом приведені в таблиці 1. Як видно з таблиці вихідна суміш розсортувалась до всіх п'яти

приймачів. Найбільше насінневої суміші відокремилось до першого приймача 51,13% від маси вихідної суміші (14495,35 кг). В цій фракції 99,09% становить насіння основної культури, причому саме виповнене з масою 1000 штук 264 г, що на 13 г більша насіння вихідної суміші. Енергія проростання і схожість насіння гороху цієї фракції теж підвищилась, відповідно на 5 і 6% і становить 87 і 92%. Таким чином вміст першого приймача за всіма показниками відповідає вимогам стандарту до кондиційного насіння гороху II репродукції.

Таблиця 1. Результати додаткового сортування насіння гороху сорту Хечбек на пневматичному сепараторі

Показники	Фракція					
	Вихідний матеріал	I	II	III	IV	V
Розподіл насінневого матеріалу за фракціями, кг	28350	14495,35	9670,19	2279,34	1139,67	765,45
Розподіл насінневого матеріалу за фракціями, %	100	51,13	34,11	8,04	4,02	2,7
Розподіл за фракціями зростаючим підсумком, кг	-	14495,35	24165,54	26444,88	27584,55	28350
Розподіл за фракціями зростаючим підсумком, %	-	51,13	85,24	93,28	97,3	100
Вміст насіння основної культури, %	91,61	98,09	97,68	77,8	46,93	0
Вміст легких домішків, %	0,70	0	0	0	0,78	24,79
Вміст насіння інших культурних рослин, %	0,23	0	0	0,69	1,44	4,29
Вміст подрібненого насіння основної культури, %	7,46	1,91	2,32	21,51	50,85	70,92
Маса 1000 насінин гороху, г	253,03	264	263,4	243,8	214	0
Енергія проростання насіння гороху, %	82,78	87	88	75	56	0
Схожість насіння гороху, %	86,55	91	92	78	59	0
Якість насіння	Не конд.	Конд.	Конд.	Не конд.		

До другої фракції відокремилося дещо менше насінневої суміші, яка становила 34,11% від маси вихідного матеріалу. За всіма показниками ця насіннева суміш дуже схожа на першу фракцію. В ній насіння основної культури становить 0,68% більше допустимого стандартом і перевищує його вміст у вихідному матеріалі на 6,07%. Легкі домішки та насіння інших рослин до другої фракції теж не потрапило. Енергія проростання та схожість насіння гороху цієї фракції навіть вищі на 1% від показників першої фракції і становлять, відповідно, 88 і 93%. Таким чином вміст другого приймача пневматичного сепаратора теж за всіма показниками відповідає вимогам державного стандарту до посівного матеріалу гороху.

До третього приймача пневматичного сепаратора відокремилося 2279,34 кг насінневого матеріалу. Насіння основної культури в ній становить 77,8%, що на 14,81% менше від вмісту у вихідній суміші. Причому маса 1000

горошин цієї фракції 223,8 г, що майже на 40 г менша від насіння, яке відокремилось до другої фракції і навіть на 27,2 г менша маси насіння гороху вихідної фракції. До цієї фракції відсортувалась також значна кількість пошкодженого насіння гороху (21,51% від маси третьої фракції) і 0,69% від маси фракції насіння інших культурних рослин (переважно зерна озимої пшениці). Енергія проростання і схожість насіння гороху цієї фракції значно нижчі від показників як попередніх фракцій та вихідного матеріалу, так і вимог державного стандарту. Таким чином насіннева суміш третього приймача за всіма показниками не відповідає вимогам до посівного матеріалу і її доцільніше використовувати для інших цілей.

Насіннева суміш четвертого приймача становить 4,02% від маси вихідного матеріалу. В ній насіння гороху становить лише 46,93%. Причому, значна кількість його пошкоджена брукусом, тому маса 1000 насінин становить лише 204 г, а схожість і енергія проростання майже в два рази менша насіння вихідного матеріалу. Решту фракції становить пошкоджене насіння основної культури (50,85% від маси фракції), 1,44% насіння інших культурних рослин і 0,78% легкі домішки. Очевидно, що таку суміш як насінневий матеріал використовувати не доцільно.

До п'ятого приймача повноцінне насіння гороху не відокремилось. Переважну частину її становить пошкоджене насіння гороху – 70,92% від загальної маси фракції, 4,29% насіння інших культурних рослин, та легкі домішки.

Таким чином, за один пропуск через пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом некондиційного насінневого матеріалу отримано, в перших двох приймачах, 24165,54 кг кондиційного насіння гороху, що становить 85,24% від маси вихідного матеріалу. Насіння основної культури становить 98,85%. Решта вихідного матеріалу 4184,46 кг яка відсортувалась до третього четвертого та п'ятого приймачів має якісні посівні показники гороху значно гірші навіть від насіння вихідного матеріалу. Тому в якості посівного матеріалу його використовувати недоцільно.

**Висновки.** Результати виробничих випробувань пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом підтвердили його високу ефективність на додатковому сортуванні насінневого матеріалу гороху, який пройшов очищення на зерноочисному агрегаті і за посівними показниками не відповідав вимогам ДСТУ.

За один пропуск через сепаратор отримано 85,24%, від маси вихідного матеріалу, кондиційного насінневого матеріалу якісні показники якого навіть дещо вищі вимог державного стандарту.

## Список використаних джерел

1. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины / И.Е. Кожуховский. – М: Машиностроение, 1974. – 200 с.
2. Патент № 51675 Україна, МПК (2009) В07В4/00. Пневматичний сепаратор / Бакум М.В., Крекот М.М. - № 201001264; опубл. 26.07.2010, Бюл. № 14. – 4 с.

3. Деклараційний патент на винахід №70667А України, МКІ В07В4/00. Спосіб розділення насінневих сумішей у нахиленому повітряному потоці та пристрій для його здійснення / М.В. Бакум, Ю.О. Манчинський, М.М. Абдуєв, М.М. Крекот. – № 20031212049; Заявл. 22.12.03; Опубл. 15.10.2004. Бюл. № 10. – 4 с.
4. Бакум М.В. До обґрунтування ефективності використання пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом в якості машини попередньої сепарації насінневих сумішей моркви / Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Шептур О.А., Могильний М.В. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – Вип. 107, Т.1.– С. 214-220.
5. Бакум М.В. Результати виробничих випробувань модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Вотченко О.С., Леонов В.П., Шевченко М.І. // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2008. – Вип. 75, Т.2.– С. 72-78.

#### **Аннотация**

### **РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ СОРТИРОВКЕ СЕМЯН ГОРОХА**

Бакум Н.В., Крекот Н.Н., Абдуєв М.М., Майборода М.Н.

*Приведены результаты производственных испытаний пневматического сепаратора с наклоненным рабочим каналом на дополнительной сортировке семян гороха. Подтверждена высокая эффективность использования пневматического сепаратора на дополнительной сортировке семенного материала гороха сорта Хачбек предварительно очищенного на зерноочистительных агрегатов.*

#### **Abstract**

### **RESULTS OF PRODUCTION TESTING OF THE PNEUMATIC SEPARATOR FOR ADDITIONAL SORTED SEAFOOD SEAFOOD**

N. Bakum, N. Krekot, M. Abduev, M. Maiboroda

*The results of production tests of a pneumatic separator with a tilted working channel on additional sorting of peas seeds are presented. The high efficiency of the use of the pneumatic separator on the additional sorting of the seeds of the Khachbek bean peas previously purified on the grain cleaning unit has been confirmed.*

## ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ МЕТОДИКА ПРЕДПОСЕВНОЙ ПОДГОТОВКИ СЕМЯН

**Панкова О.В.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*В статье приведены результаты экспериментов по изучению влияния обработки семян оптическим излучением красного диапазона на энергию прорастания и лабораторную всхожесть семян, динамику сухой массы эндоспермов и проростков, содержание крахмала и моносахаридов в прорастающих семенах ячменя. Установлено, что облучение оптическим диапазоном вызывает не только быстрый ответ, но и пролонгированное действие на физиологические и биохимические процессы в растениях.*

*Исследования, проведенные на семенах ячменя (*Hordeum vulgare L.*) сорта «Джерело», обоснованные четырехкратным повторением опыта, состояли в предварительном замачивании семян в дистиллированной воде и последующей обработки семенного материала оптическим излучением красного диапазона при оптимальной температуре прорастания. Анализ полученных результатов показал, что оптическое излучение красного диапазона активизирует процесс прорастания семян, а именно повышает энергию прорастания на 27%, при этом лабораторная всхожесть повышается на 16%. Данный процесс можно объяснить тем, что оптическое излучение красного диапазона активизирует систему фитохромов, что и приводит к прорастанию семян.*

*Интенсивность роста оценивалась по показателю сухой массы эндосперма и проростков. В ходе эксперимента наблюдалось уменьшение массы эндоспермов, что свидетельствует о более интенсивном использовании запасных питательных веществ проростками, и увеличение массы последних.*

*Сделанные выводы подтверждаются и в ходе определения содержания крахмала. Увеличивается содержание продуктов гидролиза крахмала, моносахаридов, начиная с 3-го дня прорастания, Это свидетельствует об активизации амилолитических ферментов. Таким образом, облучение семян оптическим излучением красного диапазона может рассматриваться как наиболее экологически безопасный и малозатратный метод предпосевной обработки семенного материала с целью активации биохимических процессов в растениях. В частности, его применение оправданно для обработки семенного материала с целью повышения всхожести, в том числе при размножении растений природной флоры, которая требует охраны и восстановления.*

**Ключевые слова:** *фитохром, энергия прорастания, лабораторная всхожесть, проростки, крахмал, моносахариды.*

Проблема обеспечения продуктами питания в мире в последнее время становится все более острой. Экономический бум в государствах Азии, с одной стороны, и уменьшение площади земельных угодий, пригодных для возделывания продуктов растениеводства, с другой стороны, вынуждают искать пути повышения урожайности растений. В связи с этим, в современном сельском хозяйстве актуальным направлением исследований является обработка семян и растений с целью активации их роста и развития, а значит, и повышения урожайности и устойчивости растительного организма к заболеваниям и вредителям [1]. Известно множество различных физических методов, которые используются в растениеводстве [2-5]. Среди различных методов активации физиолого-биохимических процессов в растениях наиболее экологически безопасным и малозатратным является световая активация растений, т.е. фоторегуляция [6].

Большое значение для фоторегуляции имеет спектр оптического излучения. Учеными проведены экспериментальные исследования устанавливающие, что при обработке семян овощных и зерновых культур наибольшей физиологической активностью обладает излучение, находящееся в красной области спектра: 630-660 нм [7-13]. Регуляция роста и развития растений красным светом осуществляется фоторецептором, который называется фитохром. Он существует в двух взаимопревращающихся формах. Известно, что фитохром является рецептором, регулирующим жизненно важные биохимические и физиологические процессы (активирует прорастание семян, деэтиоляцию при появлении проростка над поверхностью почвы, формирование фотосинтетического аппарата, фотопериодизм, индукцию цветения, распад запасных углеводов, жиров и белков, стимулирует деление клеток, влияет на биосинтез ДНК, РНК, белка, хлорофилла, каротиноидов и др., а также на активность значительного количества ферментов). Полученные показатели стимуляции прорастания семян, обработанных красным светом, позволяют сделать вывод, что предложенное экзогенное действие физического происхождения можно использовать для обработки семенного материала с целью повышения его всхожести при размножении растений природной флоры для решения вопросов сохранения природных ресурсов.

В задачу исследований входило изучение влияния монохроматического оптического излучения красного диапазона на физиологические и биохимические процессы в растениях на примере ячменя сорта «Джерело» с целью предпосевной подготовки семян. Семена ячменя (*Hordeum vulgare* L.) сорта «Джерело» перед обработкой замачивали в дистиллированной воде в течение 2 ч и помещали в растильни на ложе из фильтровальной бумаги, в каждую помещали по 100 семян. Повторяемость опыта 4-кратная. Растильни с семенами помещали в камеру размером 0,22x0,3x0,24 м, внутренняя поверхность которой имеет светоотражающую поверхность. В качестве отражателя использовали алюминиевую фольгу толщиной 10 мкм. Источник света - фотонная матрица ( $\lambda=660$  нм,  $P = 120$  мВт,  $D = 11$  Дж/см<sup>2</sup>), состоящая из 24 светодиодов, располагалась в верхней части над растильней. Экспозиция обработки – 10 мин. Проращивание производили в термостате ВТ-120 при

температуре 22-24°C. Энергию прорастания семян определяли в соответствии со стандартом (ГОСТ 12038—66) [14].

Для определения сухой массы пробы брали на 3-и, 4-е, 5-е и 6-е сутки (по 100 семян на повторность), отделяя эндосперм от проростка и раскладывая отдельно в бумажные пакеты. Растительный материал фиксировали при 105°C в течение 30 мин для предотвращения деятельности ферментов и высушивали при 60°C до постоянного веса в течение 2 суток в сушильном шкафу 2В-151. Сухой растительный материал взвешивали на аналитических весах.

Содержание моносахаридов в эндосперме проростков определяли на 3-и, 4-е, 5-е и 6-е сутки проращивания методом, основанным на восстановлении редуцирующими сахарами раствора феррицианида в условиях щелочной среды при нагревании. Крахмал определяли по методу Х.Н.Починка [15]. Плотность окраски определяли на ФЭКе (КФК-2) с красным светофильтром (630 нм)..

Анализ полученных результатов показал, что оптическое излучение красного диапазона активирует процесс прорастания семян, что приводит к повышению энергии прорастания на 27%, при этом лабораторная всхожесть повышается на 16% (рис. 1).

По-видимому, активизируются различные физиолого-биохимические процессы, способствующие прорастанию семян. Аналогичная точка зрения подтверждена результатами других исследователей. Так, например, В.В. Полевой указывает, что действие излучения опосредовано гормональным балансом в тканях растения. Как известно, гиббереллины (ГА) стимулируют рост гипокотилия, а цитокинин активирует рост семядолей. Оптическое излучение красного диапазона способствует увеличению содержания ГА и цитокининов в тканях, что приводит к прорастанию семян [16].

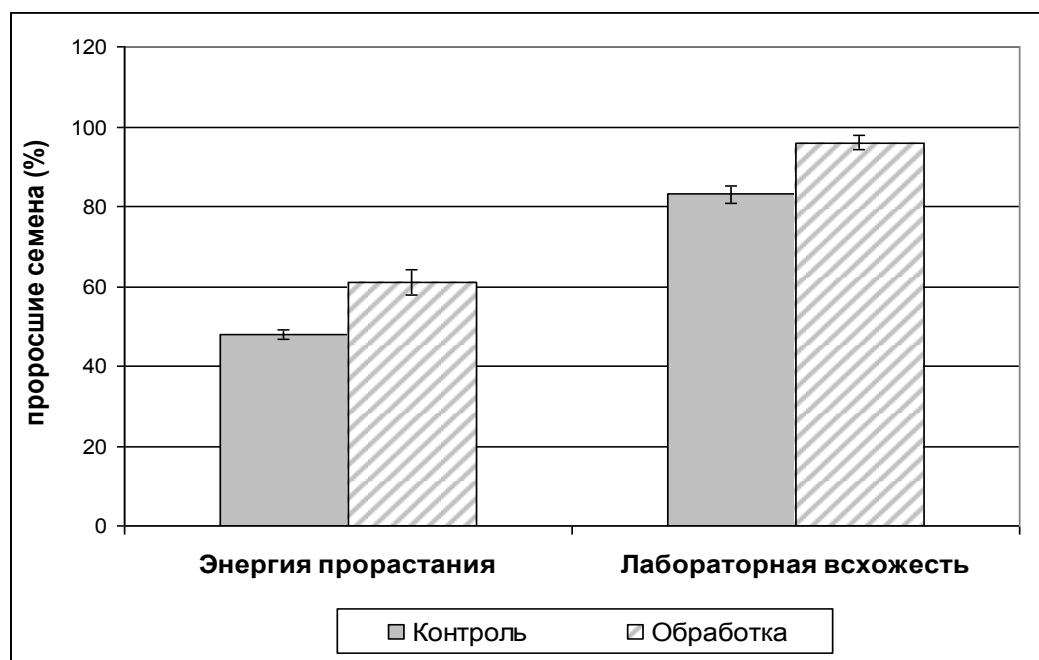


Рисунок 1 – Энергия прорастания и лабораторная всхожесть семян ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян



Рост проростков - интегральный процесс и один из основных потребителей вещества и энергии. Рост проростка, прежде всего, оценивается по показателю сухой массы различных его частей, и предпосевная обработка сказывается на ее изменении. В ходе эксперимента наблюдалось уменьшение массы эндоспермов (рис. 2), что свидетельствует об использовании запасных питательных веществ на рост проростков, на что указывает увеличение массы последних (рис. 3).

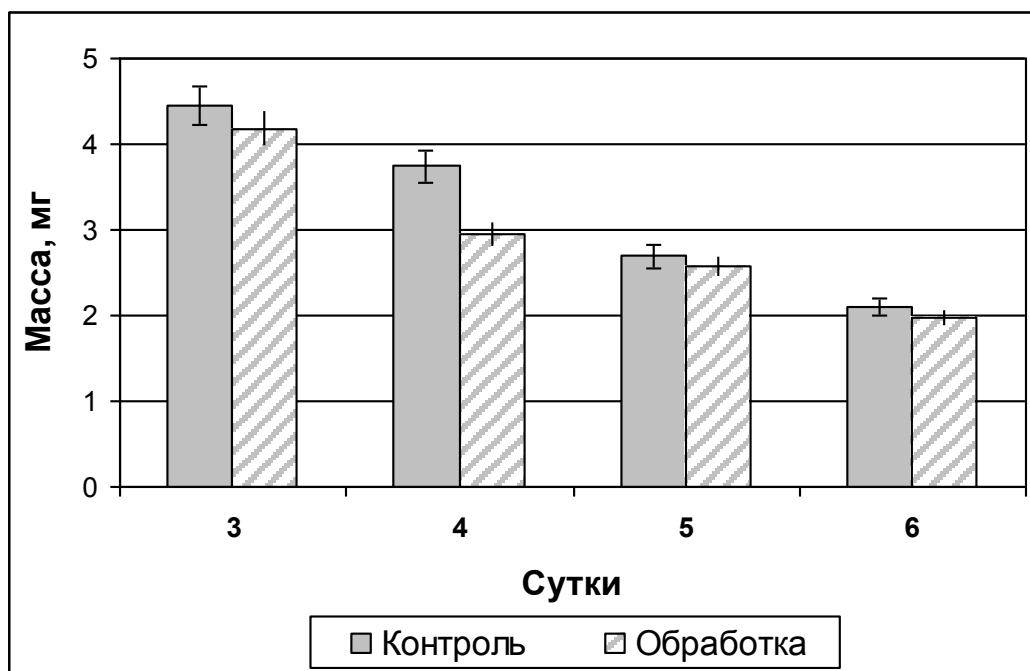


Рисунок 2 – Динамика изменения сухой массы эндоспермов ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

При этом, масса эндоспермов обработанных семян меньше, чем не обработанных, в среднем на 11%, а масса этих проростков больше на 12%. Таким образом, вероятно, активация фитохрома стимулирует гидролитический распад питательных веществ эндосперма и использование их растущим проростком.

Сделанные выводы подтверждаются и в ходе определения содержания крахмала (рис. 4). В обработанных семенах содержание крахмала на протяжении всего опыта ниже, чем в необработанных образцах (в среднем на 12%).

Как известно, продуктами гидролиза крахмала являются различные сахара, прежде всего моносахариды. На 3-е сутки проращивания количество моносахаридов в варианте обработки возрастает, превышая контроль (на 47%), далее разрыв между вариантами опыта сокращается, но, тем не менее, содержание моносахаридов в варианте обработки семян остается выше, чем в контрольном (рис.5). Вероятно, это свидетельствует об усилении образования моносахаридов вследствие действия оптического излучения красного диапазона на систему фитохромов, которые в свою очередь оказывают влияние на амилолитические ферменты.

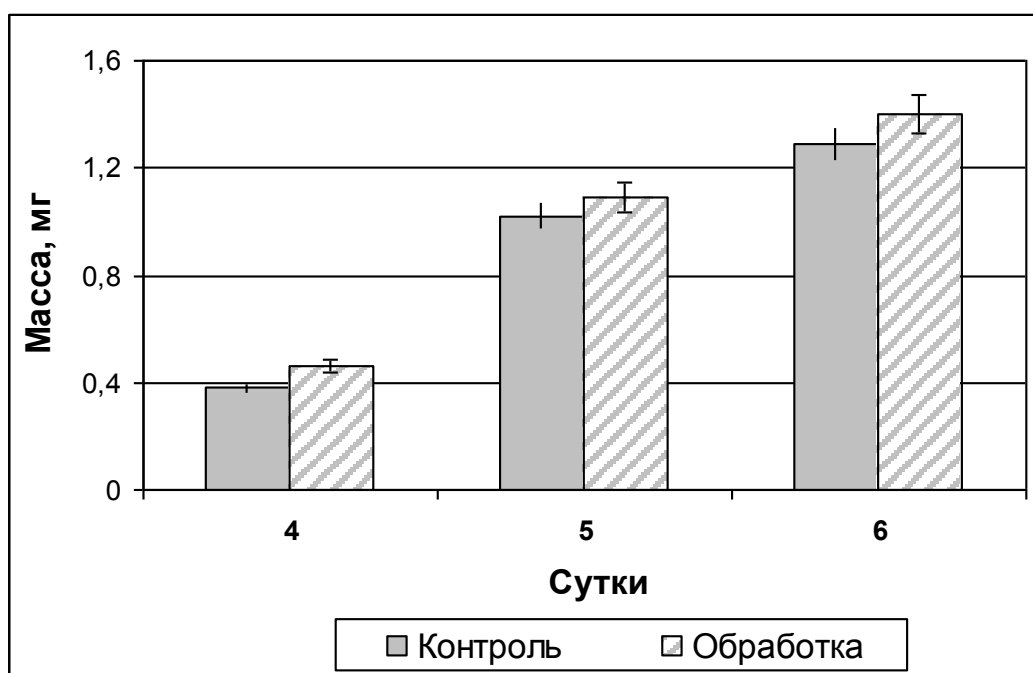


Рисунок 3 – Динамика изменения сухой массы проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

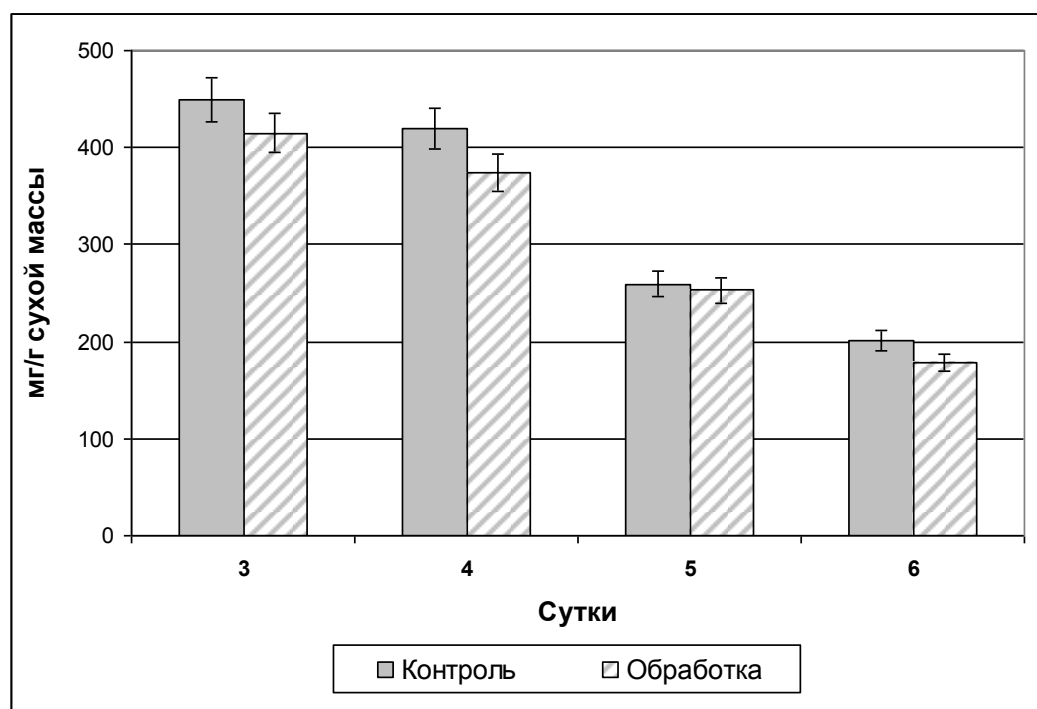


Рисунок 4 – Динамика содержания крахмала в эндосперме проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

Изложенные исследования подтверждаются и данными по изучению белкового обмена ячменя под действием оптического излучения красного диапазона [17].

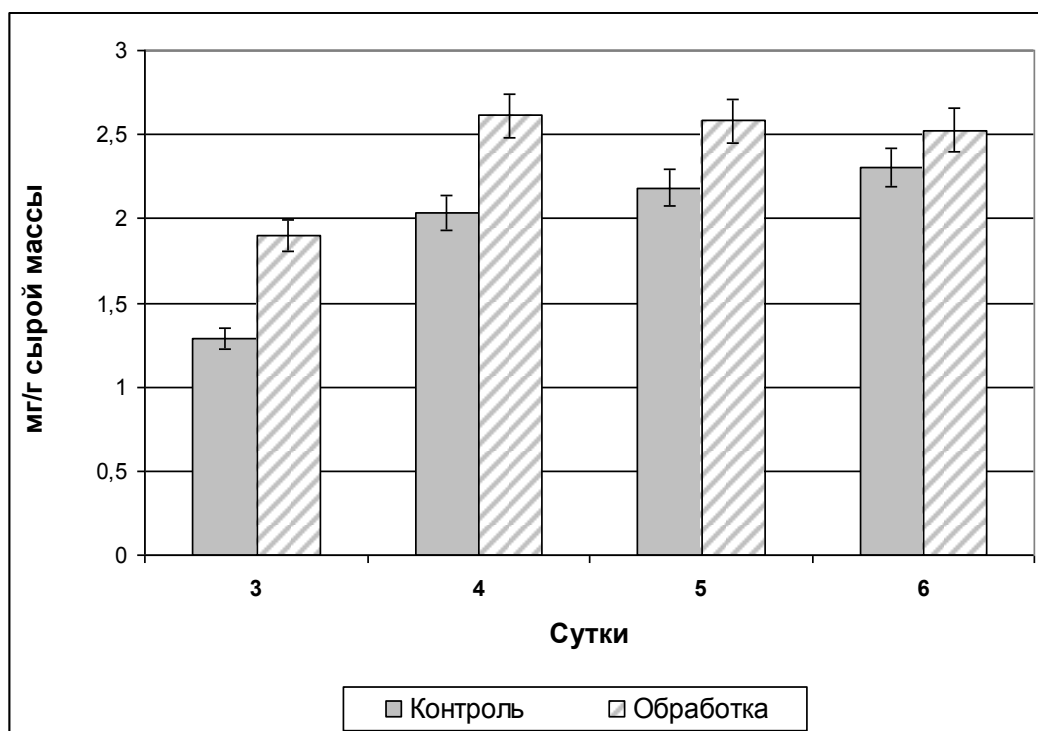


Рисунок 5 – Динамика содержания моносахаридов в эндосперме проростков ячменя в зависимости от предпосевной обработки семян

Таким образом, в результате проведенной серии опытов экспериментально показано, что оптическое излучение красного диапазона ( $\lambda=660$  нм) активизирует прорастание семян и ускоряет гидролитический распад запасных веществ вследствие стимуляции ферментативной активности. Это дает возможность говорить о том, что оптическое излучение красного диапазона приводит к повышению продуктивности растений.

### Список використаних джерел

1. Крамона Ш. Сельское хозяйство Украины: кризис и восстановление / Под ред. Ш.Крамона. К.: КНЕУ, 2004. - 207 с. (Украина)
2. Бычкова З. Н. Особенности продукционного процесса растений в связи с предпосевной обработкой семян некоторыми физическими факторами. Тез. науч.-практ. конф. Географический анализ природных и социально-экономических образований. Рязань. Ч. 1-2. 1992. С. 161-164.
3. Панкова О. В. Індукована гамма-опроміненням мінливість пшениці у першому пострадіаційному поколінні / Панкова О. В. // Вісник Харківського національного аграрного університету – 2012. – Вип. 1 (25). – С. 96 – 99.
4. Панкова О.В. Схрещуваність різних видів злаків залежно від дії гамма-променів на материнську рослину / О.В. Панкова // Вісник Львівського національного університету ім. І. Франка. – 2011. – Вип. 57. – С. 236 - 241.
5. Панкова О.В. Особливості схрещування м'якої пшениці та жита залежно від дії різних доз гамма-променів / О.В. Панкова, В.К. Пузік // Селекція і насінництво: темат. наук. зб. – Х., 2013. – Вип. 102. – С. 99 -105.
6. Кулаева О.Н. Как свет регулирует жизнь растений. Соревский

- образовательный журнал. - 2001. - Т. 7, № 1, 6-12.
7. Щёголев А. С., Жмурко В. В. Влияние красного света на содержание углеводов в листьях томатов. «Вестник ХНУ им. В.Н.Каразина». - 2008. – С. 205-210
  8. Briggs W. R., Olney M. A. Photoreceptors in plant photomorphogenesis to date. Five phytochromes, two cryptochromes, one phototropin, and one superchrome. *Plant Physiology*. - 2001. - Vol. 125. 85–88.
  9. Волотовский И.Д. Фитохром – регуляторный фоторецептор растений. М.: Наука і техніка, 1992. 168 с.
  10. Harari-Steinberg O., Chamovitz D. A. Dissection of the light signal transduction pathways regulating the two early light-induced protein genes in *Arabidopsis*. *Plant Physiol*. 2001. - V. 127, N 3. 986-997
  11. Neff M. M., Fankhauser C., Chory J. Light: an indicator of time and place. *Genes and Develop*. 2000. - V. 14. 257-271.
  12. Peters J. L., Széll M., Kendrick R. E. The expression of light-regulated genes in the high-pigment-1 mutant of tomato. *Plant Physiol*. - 1998. - Vol.117. 797–807.
  13. Rieseberg L. H., Willis J. H. *Plant Speciation*. *Science*. 2007. - V. 317. 910—914.
  14. Фирсова М. К. Семенной контроль. 1969. - М.: Колос, 117-135.
  15. Тимошенко В.Ф., Жмурко. В.В. Методы анализа углеводов. Х.: ХНУ, 2000. - 30 с.
  16. Полевой В.В. Физиология роста и развития растений. Л.: изд. ЛГУ, 1991. - 240.
  17. Панкова О.В. Протеоліз різних сортів ячменю в залежності від обробки насіння монохроматичним оптичним випромінюванням червоного діапазону // Фотобіологія та фотомедицина – Харків: 2010, №3, 4. – С. 66 - 69.

## Анотація

### ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТА МЕТОДИКА ПЕРЕДПОСІВНОЇ ПІДГОТОВКИ НАСІННЯ

Панкова О.В.

*У статті наведені результати експериментів з вивчення впливу обробки насіння оптичним випромінюванням червоного діапазону на енергію проростання і лабораторну схожість насіння, динаміку сухої маси ендосперми і проростків, вміст крохмалю і моносахаридів в проростають насінні ячменю. Встановлено, що опромінення оптичним діапазоном викликає не тільки швидку відповідь, але і пролонговану дію на фізіологічні та біохімічні процеси в рослинах.*

*Дослідження, проведені на насінні ячменю (*Hordeum vulgare* L.) сорту «Джерело», обґрунтовані чотириразовим повторенням досвіду, склалися в попередньому замочуванні насіння в дистильованій воді і подальшої обробки насіннєвого матеріалу оптичним випромінюванням червоного діапазону при оптимальній температурі проростання. Аналіз отриманих результатів показав, що оптичне випромінювання червоного діапазону активує процес проростання насіння, а саме підвищує енергію проростання на 27%, при цьому лабораторна схожість підвищується на 16%. Даний процес можна пояснити тим, що оптичне випромінювання червоного діапазону активує систему фітохромів, що і призводить до проростання насіння.*

*Інтенсивність зростання оцінювалася за показником сухої маси ендосперми і проростків. В ході експерименту спостерігалось зменшення маси ендосперми, що свідчить про більш інтенсивному використанні запасних поживних речовин проростками, і збільшення маси останніх.*

Зроблені висновки підтверджуються і в ході визначення вмісту крохмалю. Збільшується вміст продуктів гідролізу крохмалю, моносахаридів, починаючи з 3-го дня проростання. Це свідчить про активізацію амілолітичних ферментів. Таким чином, опромінення насіння оптичним випромінюванням червоного діапазону може розглядатися як найбільш екологічно безпечний і з незначними витратами метод передпосівної обробки насінневого матеріалу з метою активації біохімічних процесів в рослинах. Зокрема, його застосування виправдане для обробки насінневого матеріалу з метою підвищення схожості, в тому числі при розмноженні рослин природної флори, яка вимагає охорони і відновлення.

**Ключові слова:** фітохром, енергія проростання, лабораторна схожість, проростки, крохмаль, моносахариди.

## Abstract

### ENVIRONMENTALLY FRIENDLY PRE-SOWING PREPARATION OF SEEDS

O. Pankova

*In the article, the results of experiments are given on the study of influence of seed treatment by optical radiation of a red range on germination energy and laboratory germination of seeds, dynamics of endosperm dry mass and sprouts, the starch content and monosaccharides content in endosperm of barley seeds.*

*The irradiation of the optical range causes not only a quick response but also a prolonged effect on the physiological and biochemical processes in plants.*

*Studies were carried out on the barley seeds (*Hordeum vulgare* L.) varieties of "Dzherelo". The experiment was conducted four times. The seeds were preliminary soaked in distilled water and then material was irradiated by optical red range at the optimum germination temperature. Analysis of the results has showed that the red band of optical radiation activates the process of germination, resulting in increased germination energy by 27%, the laboratory germination is increased by 16%.*

*This process can be explained by the fact that the optical radiation of a red range increases the system of phytochroms, which leads to germination of seeds.*

*The growth of sprouts was estimated by means of the dry mass of their parts. The experiment has shown decreasing of the mass of endosperm. This indicates a more intensive using of spare nutrients by the sprouts, and increasing of the sprouts mass.*

*These conclusions are supported during the determination of the starch content. The hydrolysis products of starch, monosaccharides, increase its content, since the third day of germination. This indicates the activation of amylolytic enzymes.*

*Thus, the irradiation of the seeds by red range of optical radiation can be considered as the most cost-effective and environmentally safe method of activation of biochemical processes in plants. In particular, its application is relevant for the treatment of seed to improve the germination in reproduction of the natural flora, which requires the protection and restoration.*

*On the basic of the investigation we conclude that optical radiation of a red range activates of seeds germination and hydrolytic disassimilation.*

**Key words:** phytochrome, energy of germination, laboratory germination, sprouts, starch, monosaccharides.

## INCREASING THE RELIABILITY OF AGRICULTURAL MACHINERY WORK

**Ph.D. Spirin A., Ph.D. Polievoda Y., Ph.D. Tverdokhlib I.**

*Vinnytsia National Agrarian University*

*Improving the planning and management of its maintenance and repair on the basis of modern technical equipment is of great importance when improving the efficiency of the use of agricultural machines. This is ensured by the use of technical diagnostics of machines as an information basis for a system for managing maintenance and repair processes.*

*The use of diagnostic tools indicates the possibility of reducing operating costs. This is achieved by increasing the actual use of the resource, reducing the number of repairs and saving spare parts costs. To do this, it is necessary to develop and implement effective methods and means of controlling the technical condition of machinery without disassembling them. This will allow us to determine the technical condition of units and units of individual machines and, based on this, establish the total amount of preventive and repair operations.*

*Unlike the countries of Europe and the USA, where the system of technical maintenance of machines is adopted on their technical condition, in Ukraine the system of work is still being used. To switch to a new system, it is necessary to introduce regulated types of technical state control, which allow to regularly check the actual technical condition of machinery in agriculture and to prevent the occurrence of failures and damages in operational terms in a timely manner. Thanks to the early detection of defects and malfunctions, technical diagnostics can eliminate such failures in the maintenance process, which increases the reliability and efficiency of operation, and also makes it possible to exploit the technical systems by their state.*

*The article presents the relevance of technical diagnostics in the system of technical operation of cars in agriculture. The scheme of components of the system of technical diagnostics of cars in agriculture was developed and its characteristic was described.*

**Keywords:** *agriculture, machinery, diagnostics, maintenance, repair, exploitation, technical condition.*

The machine-tractor park is an important link in agricultural production. Effective work depends to a large extent on reducing the cost of production, timely harvesting, transportation to its consumers, harvesting of forages and other production and household processes.

Currently, the technical maintenance of agricultural machines adopted a system of maintenance at work. The transition to the specified maintenance system is not immediately possible, therefore, a transitional period is required, which is to apply a maintenance system to monitor the technical condition of vehicles. The need for a transitional period is due to the presence of a significant amount of maintenance

work, which requires the mandatory implementation of the periodicity established in the operational documentation, the relatively low level of control of the machines, the limited list of built-in controls and technical diagnosis, insufficient number of necessary technical diagnostic tools to determine the required nomenclature diagnostic parameters and the absence, as a rule, of universal external diagnostic assets and others.

Novelty is the introduction of a system of maintenance for the development of regulated types of technical inspection, which allows you to regularly check the actual technical condition of machinery in agriculture and in a timely manner to prevent the occurrence of failures and damages for operational reasons, ensuring the working state of machines [1]. With the help of a complex of technical means, a list of operations is established, the need for which is determined by the technical condition of agricultural machines at the time of starting maintenance, which greatly reduces the complexity of maintenance. The inspection of the technical condition is carried out throughout the period of their operation in agriculture, combined in place and time with maintenance.

The main type of control of the technical condition when using agricultural machinery by purpose [2] is the technical diagnosis, which is carried out in order to obtain information on the actual state of machines and / or their units and aggregates at the time of inspection, and allows you to determine the amount of maintenance work that provides them support in a working or able state.

Diagnosis of the technical condition plays an important role in ensuring the established level of reliability, safety requirements for agricultural work and the efficiency of the use of machinery by obtaining information about their actual technical condition at the time of control [2, 3].

The number of diagnostic operations for agricultural machinery is about 30% of the total maintenance [2, 4, 5], which indicates the importance of improving the control of the fitness of machines and the need to improve methods and tools for technical diagnosis. This is confirmed by the dynamics of increasing the complexity of diagnostic operations. The specific complexity of diagnosing and its share in the total maintenance also continuously increases [6]. The pattern of increasing the complexity of diagnostics also points to the tendency of its further increase.

The main elements of the system of technical diagnostics include: the object of diagnosis, diagnostic tools, personnel and technical documentation.

The complexity of diagnostics is determined by the specificity of agricultural machines, which are a complex research object with a multi-element structure and various work processes [7, 8], and the complexity of the design of aggregates [9, 10] should also be considered, which causes considerable difficulties in the choice of technical parameters.

During the operation of agricultural machines, there are irreversible physical and chemical processes, often of a casual nature, which cause disruptions in the performance of its aggregates and systems. Agricultural machines, as an object of diagnosis, at a given time have a certain, characteristic only for him, the state.

This technical solution causes the diagnostic system presented in Fig. 1

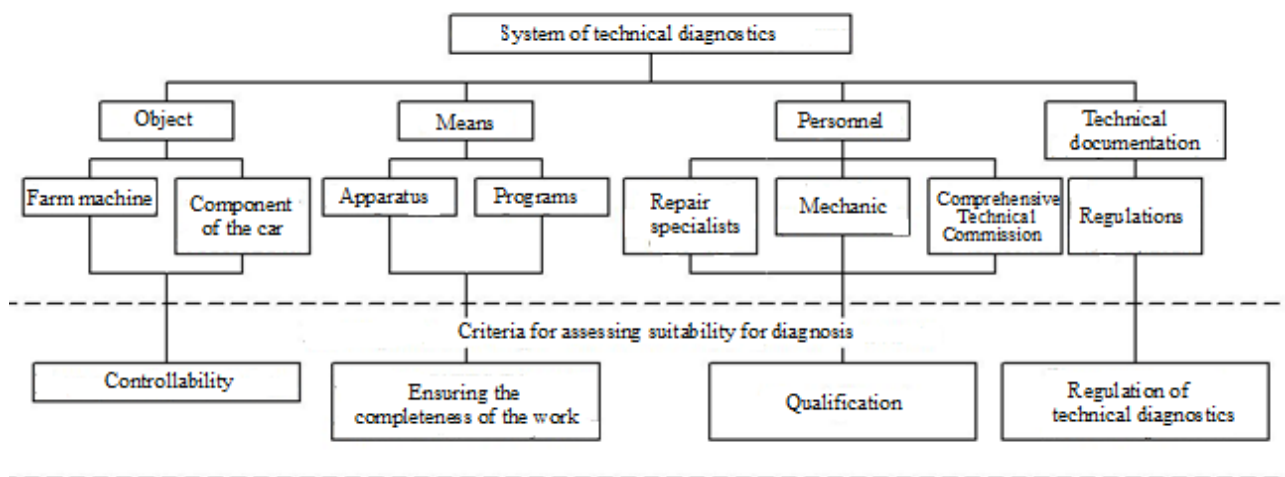


Figure 1 - Components of systems for technical diagnostics of agricultural machines

This is the complexity of choosing a rational nomenclature of diagnostic parameters.

Thus, we can conclude that the leading role of technical diagnosis and improvement of the efficiency of the system of maintenance of agricultural machinery is not possible without the development of new methods of technical diagnosis.

## References

1. Smirnov N.N. Metody obsluzhivaniya i remonta mashin po tekhnicheskomu sostoyaniyu / N.N. Smirnov, A.A. Itskovich. – M.: Znaniye, 1979. – 56 s.
2. Kotelyanets V.I. Ekonomika i organizatsiya transporta v sel'skom khozyaystve / V.I. Kotelyanets. – M.: Kolos, 1989. – 295s.
3. Byshov N.V. Povysheniye gotovnosti k ispol'zovaniyu po naznacheniyu mobil'noy sel'skokhozyaystvennoy tekhniki sovershenstvovaniyem sistemy diagnostirovaniya / N.V. Byshov, S.N. Borychev, I.A. Uspenskiy, G.D. Kokorev i dr. – Ryazan': FGBOU VPO RGATU, 2013, – 172 s.
4. Varnakov V.V. Tekhnicheskij servis mashin sel'skokhozyaystvennogo naznacheniya. / V.V. Varnakov, V.V. Strel'tsov, V.N. Popov, V.F. Karpenkov. – M.: Kolos, 2000. – 256 s.
5. Danilov I.K. Issledovaniye rezhima dignosirovaniya krivoshipno-shatunnoy gruppy dizel'nykh dvigateley po tolshchine maslyanogo sloya / A.S Denisov, I.K. Danilov // Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2003. – T.1 №1 (1) – S. 72–76.
6. Analiz faktorov, opredelyayushchikh effektivnost' funktsionirovaniya sistemy vosstanovleniya avtomobil'noy tekhniki (vneshnikh i vnutrennikh): otchet o NIR / Kokorev G.D., Novosel'tsev V.N., Sokolov S.D. – Ryazan': RVVAIU, 1993. – 102 s.
7. Kas'yanov A.V. Konstruktsiya avtomobiley. Uchebnik: uchebnoye posobiye dlya studentov vysshikh uchebnykh zavedeniy, obuchayushchikhsya po spetsial'nosti «Avtomobili i avtomobil'noye khozyaystvo» / A.V. Kas'yanov. Penza: PGUAS, 2004. – 560 s.
8. Kuznetsov Ye.S. O nekotorykh napravleniyakh razvitiya tekhnicheskoy diagnostiki i



- nadezhnosti avtomobiley / Ye.S. Kuznetsov – M.: NIAT, 1980. – 174 s.
9. Didmanidze O.N. Prгноzirovaniye parametricheskoy nadezhnosti dvigateley avtotransportnykh sredstv v normal'nom i spetsial'nom ekspluatatsionnykh rezhimakh / O.N. Didmanidze, D.V. Varnakov // Mezhdunarodnyy tekhniko-ekonomicheskyy zhurnal. – 2013. – №3. – S. 94–98.
  10. Miroshnikov L.V. Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya avtomobiley na avtotransportnykh predpriyatiyakh / L.V. Miroshnikov, A.P. Boldin, V.I. Pal. – M.: Transport, 1977. – 213 s.

## Анотація

### ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Спірін А.В., Полевода Ю.А., Твердохліб І.В.

*При підвищенні ефективності використання сільськогосподарських машин велике значення має вдосконалення планування і управління її технічним обслуговуванням і ремонтом на базі сучасних технічних засобів. Це забезпечується застосуванням технічного діагностування машин як інформаційної основи системи управління процесами технічного обслуговування і ремонту.*

*Використання засобів діагностування свідчить про можливість скорочення експлуатаційних витрат. Це досягається за рахунок збільшення фактично використовуваного ресурсу, скорочення числа ремонтів і економії витрат запасних частин. Для цього потрібно розробити і впровадити ефективні методи і засоби контролю технічного стану машин без їх розбирання. Це дозволить визначити технічний стан агрегатів та вузлів окремо взятих машин і на основі цього встановити загальний обсяг профілактичних та ремонтних операцій.*

*На відміну від країн Європи та США, де прийнята система технічного обслуговування машин за їх технічним станом, в Україні на даний час ще використовується система з напрацювання. Для переходу на нову систему потрібно впровадити регламентовані види контролю технічного стану, які дозволяють регулярно перевіряти фактичний технічний стан машин в сільському господарстві і своєчасно запобігати виникненню відмов і пошкоджень по експлуатаційним причинам. Завдяки ранньому виявленню дефектів і несправностей технічна діагностика дозволяє усунути подібні відмови в процесі технічного обслуговування, що підвищує надійність і ефективність експлуатації, а також дає можливість експлуатувати технічні системи за їх станом.*

*В статті представлена актуальність технічного діагностування в системі технічної експлуатації автомобілів в сільському господарстві. Розроблено схему складових системи технічного діагностування автомобілів в сільському господарстві та проведено її характеристику.*

**Ключові слова:** *сільське господарство, машини, діагностування, технічне обслуговування, ремонт, експлуатація, технічний стан.*

## **Аннотация**

### **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

Спирин А.В., Полевода Ю.А., Твердохлеб И.В.

*При повышении эффективности использования сельскохозяйственных машин большое значение имеет совершенствование планирования и управления ее техническим обслуживанием и ремонтом на базе современных технических средств. Это обеспечивается применением технического диагностирования машин как информационной основы системы управления процессами технического обслуживания и ремонта.*

*Использование средств диагностирования свидетельствует о возможности сокращения эксплуатационных расходов. Это достигается за счет увеличения фактически используемого ресурса, сокращение числа ремонтов и экономии расхода запасных частей. Для этого нужно разработать и внедрить эффективные методы и средства контроля технического состояния машин без их разборки. Это позволит определить техническое состояние агрегатов и узлов, отдельно взятых машин и на основе этого установить общий объем профилактических и ремонтных операций.*

*В отличие от Европы и США, где принята система технического обслуживания машин за их техническим состоянием, в Украине в настоящее время еще используется система по наработке. Для перехода на новую систему нужно внедрить регламентированные виды контроля технического состояния, которые позволяют регулярно проверять фактическое техническое состояние машин в сельском хозяйстве и своевременно предотвращать возникновение отказов и повреждений по эксплуатационным причинам. Благодаря раннему выявлению дефектов и неисправностей техническая диагностика позволяет устранить подобные отказы в процессе технического обслуживания, повышает надежность и эффективность эксплуатации, а также дает возможность эксплуатировать технические системы за их состоянием.*

*В статье представлена актуальность технического диагностирования в системе технической эксплуатации автомобилей в сельском хозяйстве. Разработана схема составляющих системы технического диагностирования автомобилей в сельском хозяйстве и проведено ее характеристика.*

**Ключевые слова:** сельское хозяйство, машины, диагностирования, техническое обслуживание, ремонт, эксплуатация, техническое состояние.

## РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕХНОЛОГІЙ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

Мельник В.І., д.т.н., проф., Романашенко О.А., доц.,  
Циганенко М.О., к.т.н., доц., Калюжний О.Д., к.т.н., доц.,  
Качанов В.В., інж.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*У статті приведені розрахунки показників роботи машин для різних технологій внесення твердих органічних добрив у ґрунт. Розглянуто питання щодо використання сільськогосподарської техніки при виконанні транспортних робіт, внесенні добрив. Наведені графіки продуктивності, витрат палива в залежності від відстані перевезень для автомобільного, тракторного парку та гноєрозкидачів.*

*Високі дози добрив приводять до полеглості рослин, створення високих концентрацій солі у ґрунті, великих втрат газоподібного азоту, вимивання його з ґрунту атмосферними опадами. Важливою особливістю сільськогосподарського виробництва є сезонність. Цим пояснюється висока енергоозброєність сільського господарства в країнах із розвинутою економікою.*

*Незалежно від способу доставки застосовуються три технологічні схеми внесення добрив: прямоточна, перевантажувальна і двофазна. Прямоточна технологія передбачає транспортування добрив від гноєсховища або бурту до поля і розподілу їх по полю тими ж машинами (причепами-гноєрозкидачами). За перевантажувальною технологією операції транспортування і внесення розділені. Транспортування добрив здійснюється автомобілями-самоскидами, а розподіл по полю причепами-розкидачами, або розкидачами з низько опущеним кузовом. За двофазною технологією операції транспортування і внесення добрив також розділені.*

*У комплексі матеріально-енергетичних витрат на внесення 1т добрив енергетичні витрати складають 50...80% в залежності від відстані перевезення. Зі збільшенням відстані перевезення енергетичні витрати зростають значно швидше ніж матеріальні. Двофазна технологія є енергозберігаючою. Перевантажувальна технологія повинна стати перспективною. Вантажопідйомність розкидача з низько опущеним кузовом повинна бути 7000...8000 кг. Перевантажувальна технологія дозволить відмовитися від перевалочної (енергозатратної) схеми доставки добрив, за рахунок цього зменшуються втрати азоту в атмосферу.*

**Ключові слова:** *органічні добрива; технології; внесення добрив; графіки; відстань перевезення.*

**Постановка проблеми.** *Помірні дози внесення органічних добрив позитивно впливають на біологічну активність ґрунту. Якість роботи машин по*

внесенню добрив не завжди задовольняє агротехнічним вимогам, а найчастіше вимоги є занадто заниженими. Високі дози добрив приводять до полеглості рослин, створення високих концентрацій солі у ґрунті, великих втрат газоподібного азоту, вимивання його з ґрунту атмосферними опадами.

Важливою особливістю сільськогосподарського виробництва є сезонність. Цим пояснюється висока енергоозброєність сільського господарства в країнах із розвинутою економікою. Перенасиченість технікою економічно виправдана, тому що вона забезпечує підвищення продуктивності праці, гарантує виконання агротехнічних процесів в оптимальні строки, а отже створює умови одержання високих врожаїв.

**Мета роботи. Основна частина.** Незалежно від способу доставки застосовуються три технологічні схеми внесення добрив: прямоточна, перевантажувальна і двофазна. Прямоточна технологія передбачає транспортування добрив від гноєсховища або бурту до поля і розподілу їх по полю тими ж машинами (причепами-гноєрозкидачами).

За перевантажувальною технологією операції транспортування і внесення розділені. Транспортування добрив здійснюється автомобілями-самоскидами, а розподіл по полю причепами-розкидачами, або розкидачами з низько опущеним кузовом. За двофазною технологією операції транспортування і внесення добрив також розділені. Заздалегідь, за 5-6 днів до внесення гній вивозиться на поле й укладається в купи у визначеному порядку. Транспортування гною і розкладка куп здійснюється автомобілями-самоскидами або тракторами з причепами вантажопід'ємністю 4000...5000 кг. Розподіл добрив по полю здійснюється валкувачами-розкидачами [1, 2].

При транспортуванні і внесенні добрив використовувалися причепи-розкидачі. Визначалися такі показники, як продуктивність, витрата палива на одиницю роботи. Транспортування добрив планується в межах 0,5...6,0 км, норма внесення добрив 30 т/га (3 кг/м<sup>2</sup>).

Продуктивність агрегату за 1 годину чистої роботи:

$$W_a = \frac{10^{-3} q \cdot a_z}{t_u} \quad (1)$$

де:  $q$  – вантажопід'ємність причепа, кг;  $t_u$  – час циклу, год.

Час циклу складається з елементів технологічного процесу.

$$t_u = t_n + t_l + t_{оп} + t_d, \quad (2)$$

де:  $t_n$  – час навантаження, год;  $t_l$  – час руху на маршруті (лінії), год;  $t_{оп}$  – час спорожнення (розкидання), год;  $t_d$  – час виконання допоміжних робіт, год.

Тривалість навантаження залежить від продуктивності навантажувача і

вантажопід'ємності причепа – розкидача:

$$t_H = \frac{10^{-2} q \cdot a_z}{W_H} \quad (3)$$

де:  $a_z$  – коефіцієнт використання вантажопід'ємності;  $W_H$  – продуктивність навантажувача, т/год.

Для використання повної вантажопід'ємності причепа, приймають  $a_z = 1$ .

Час руху на маршруті складається з часу руху по ґрунтовій польовій дорозі і часу переїзду агрегату по полю:

$$t_{\text{л}} = \frac{2l_{nd}}{V_{nd}} + \frac{2l_{nn}}{V_{nn}} \quad (4)$$

де:  $l_{nd}, l_{nn}$  – відстань перевезення по польовій дорозі і довжина переїзду по полю, км;  $V_{nd}, V_{nn}$  – середня швидкість руху по польовій дорозі і по полю, км/год.

Довжина переїзду по полю прийнята 0,5 км, швидкість руху агрегату по польовій дорозі 18 км/год, при переїзді по полю – 10 км/год. [3].

Час спорожнення кузова (розкидання гною) залежить від вантажопід'ємності причепа, робочої швидкості агрегату, ширини розкидання і норми внесення.

$$t_{on} = \frac{10^{-2} q \cdot a_z}{b \cdot H \cdot V_p} \quad (5)$$

де:  $b$  – ширина розкидання, м;  $H$  – норма внесення добрив, т/га;  $V_p$  – робоча швидкість агрегату, км/год.

До елементів допоміжних робіт при транспортуванні і внесенні добрив відносяться маневри при під'їзді до навантажувача і від'їзді від нього, маневри при заїздах в загінку, на поворотах, включення, виключення валу відбору потужності.

$$t_d = \frac{t_m \cdot k_m \cdot t_{bbn} \cdot k_{bbn}}{60} \quad (6)$$

де:  $t_m, t_{bbn}$  – час маневру, включення і відключення в.в.п., відповідно, хв.;  $k_m, k_{bbn}$  – повторність за цикл маневрів, включень, відключень в.в.п.

Маневри, які виконуються біля навантажувача – під'їзд, від'їзд і в загінці

– заїзд і виїзд. Тривалість маневру – 0,5 хв. За цикл виконується одне включення і одне виключення в.в.п., тривалість елемента – 0,5 хв [3].

Витрата палива за годину, на одиницю роботи, л/год:

$$g_r = \frac{G_{\text{ц}}}{t_{\text{ц}}} \quad (7)$$

Витрата палива за годину, на одиницю роботи, л/т:

$$g_Q = \frac{G_{\text{ц}}}{10^{-3} q \cdot a_r} \quad (8)$$

Витрата палива за годину, на одиницю роботи, л/т·км:

$$g_P = \frac{G_{\text{ц}}}{10^{-3} q \cdot a_r \cdot (l_{nd} + l_{nn})} \quad (9)$$

Витрата палива трактором з причепом-розкидачем за цикл робіт складає, л/цикл:

$$G_{\text{ц}} = t_n \cdot g_o + (t_l + t_{on}) \cdot g_n + t_d \cdot g_{nob} \quad (10)$$

де:  $g_o$ ,  $g_n$ ,  $g_{nob}$  – витрата палива на зупинках (при навантаженні) під навантаженням (при транспортуванні і внесенні) і на поворотах (при виконанні допоміжних елементів), л/т [4].

Результати розрахунків наведені на рис. 1; 2.

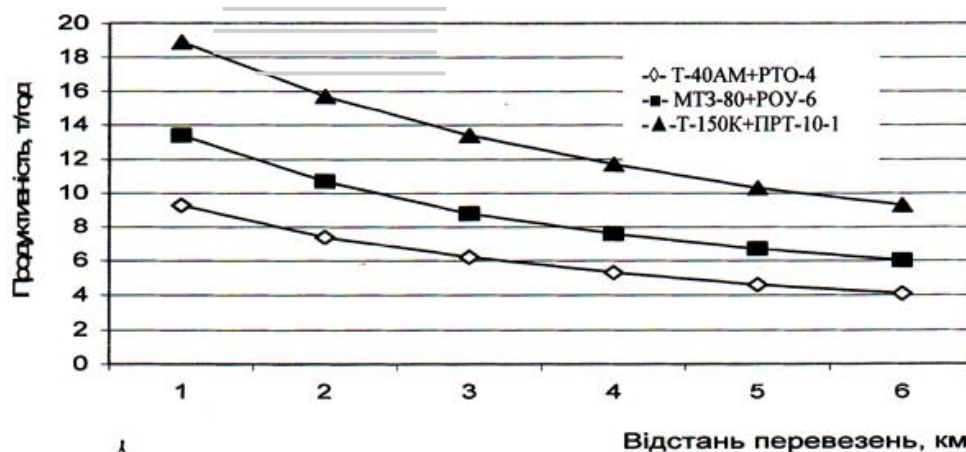


Рисунок 1 – Продуктивність агрегатів при транспортуванні і внесенні органічних добрив в залежності від відстані перевезення

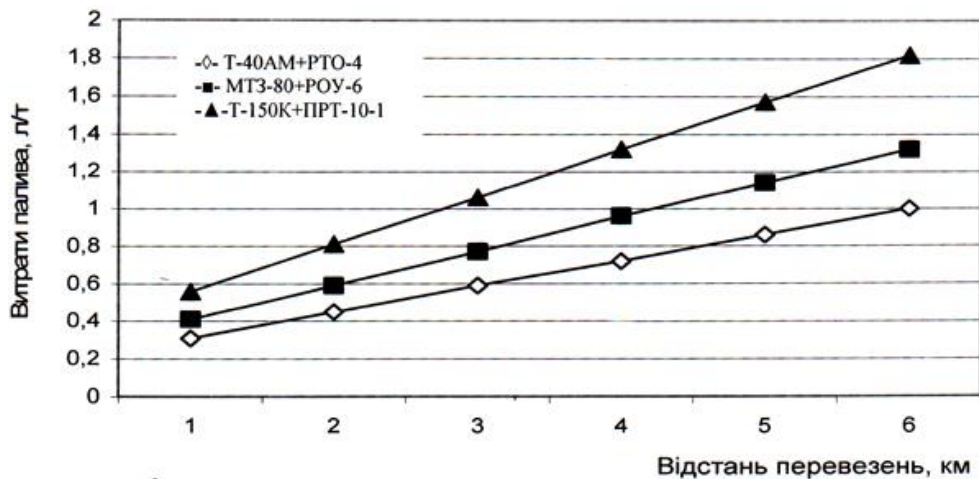


Рисунок 2 – Витрата палива агрегатами при транспортуванні і внесенні органічних добрив в залежності від відстані перевезення

Транспортування добрив у бурти, розкладка куп на полі, обслуговування гноєрозкидача (спорожнення кузова) є не що інше, як розвантаження. Тривалість циклу (обороту) транспортного засобу буде мати вигляд (год.):

$$t_{ц} = t_{н} + t_{л} + t_{р} + t_{д} \quad (11)$$

де:  $t_{р}$  – тривалість розвантаження, год.

$$t_{р} = \frac{t_{nn} + t_{nk} + t_{ok} + t_{on}}{3600} \quad (12)$$

де:  $t_{nn}$ ,  $t_{ok}$  – час підйому й опускання кузова транспортного засобу, с;  
 $t_{nk}$ ,  $t_{on}$  – час підйому й опускання кузова на паралелограмі, с.

Під час перевезення на поле з гноєсховища тривалість роботи на лінії буде визначатися по формулі (4), під час перевезення в бурти складова «переїзд по полю» відсутня, а під час перевезення з буртів на поле – відсутня складова руху по ґрунтовій дорозі. Транспортні засоби працюють на тих же відстанях, середня швидкість автомобілів на польовій дорозі 40 км/год., при переїзді по полю 20 км/год. Допоміжний час при транспортуванні складається з маневрів: два маневри біля навантажувача і два маневри біля бурту (машини, місця вивантаження). Витрата палива для автомобілів за цикл роботи складається з норми на пробіг і додаткової норми на транспортну роботу, л/цикл:

$$G_{ц} = \left( \frac{2(l_{nd} + l_{nn}) \cdot G_{н}}{100} + \frac{10^{-3} q \cdot a_{г} (l_{nd} + l_{nn}) \cdot G_{d.mp}}{100} \right) \cdot (1 + \Pi_{н}) \quad (13)$$

де:  $G_n$ ,  $G_{d,mp}$  – норма витрати палива л/100 км, та додаткова норма витрати палива на транспортну роботу, л/100 т·км [3];  $\Pi_n$  – показник підвищення норми витрат палива в частках в залежності від умов роботи транспорту ( $\Pi_n = 0,1 \dots 0,3$ ) [3].

Результати розрахунків представлені на рис. 3...8.

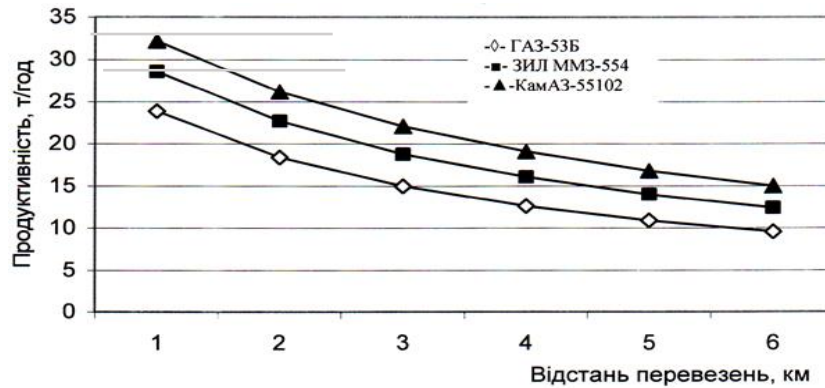


Рис. 3 – Продуктивність автомобілів в залежності від відстані перевезення органічних добрив

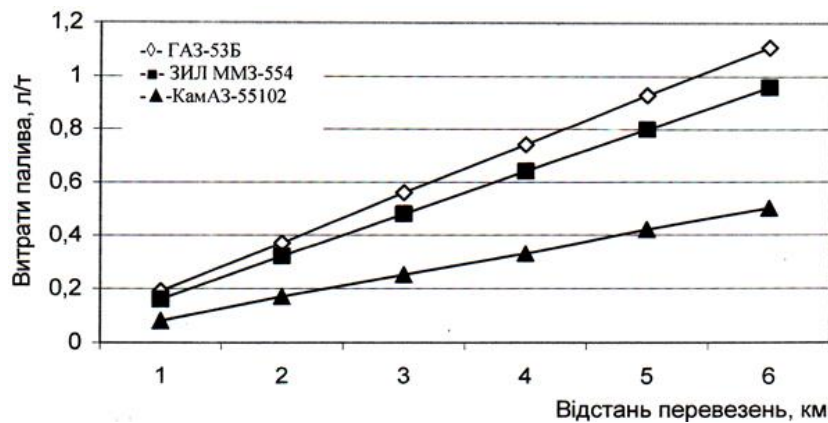


Рис. 4 – Витрати палива автомобілями в залежності від відстані перевезення органічних добрив

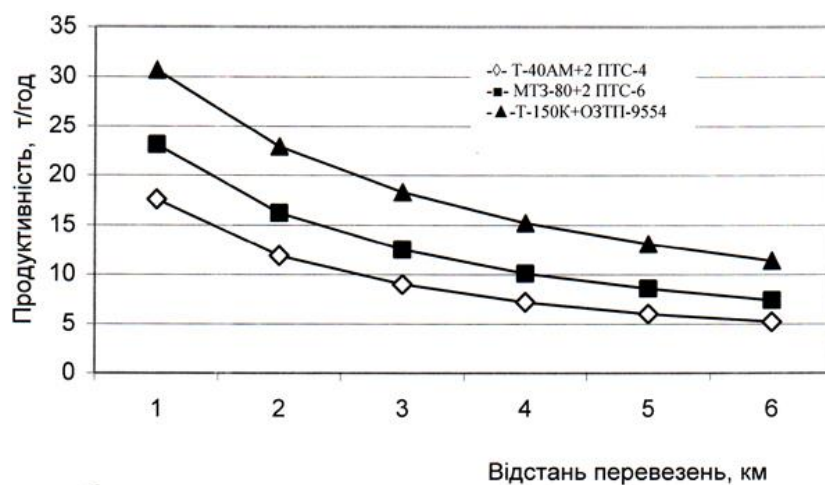


Рис. 5 – Продуктивність тракторних транспортних агрегатів в залежності від відстані перевезення органічних добрив



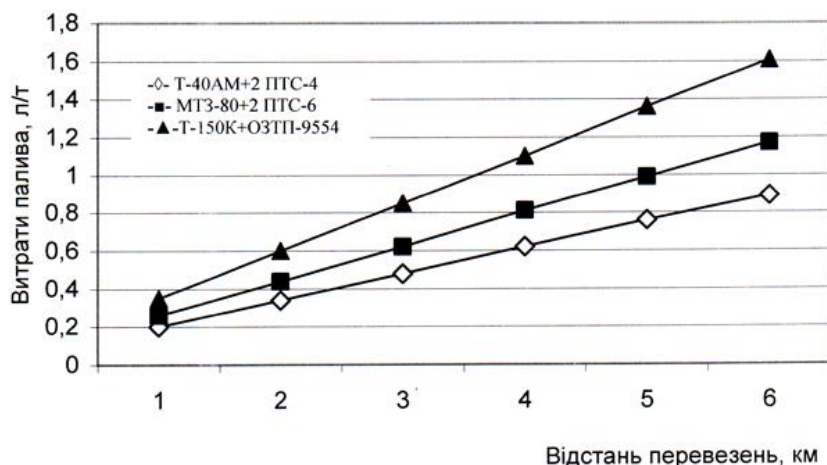


Рис. 6 – Витрати палива тракторами в залежності від відстані перевезення органічних добрив

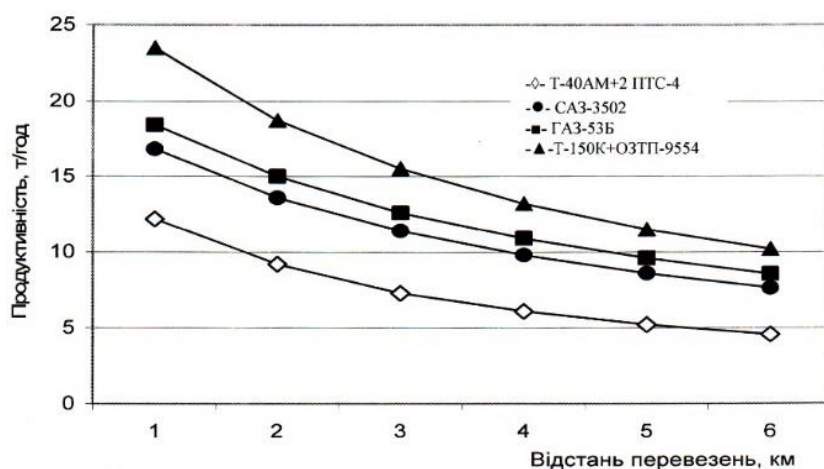


Рис. 7 – Продуктивність агрегатів (автомобілів і тракторів з причепами) при обслуговуванні гноєрозкидачів в залежності від відстані перевезення органічних добрив

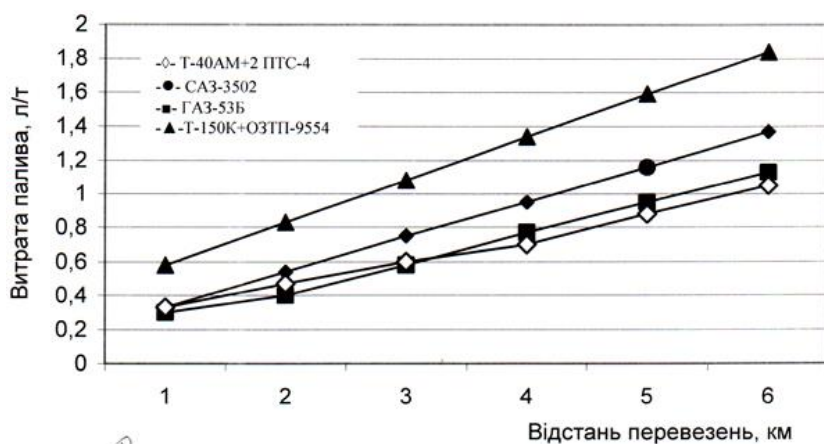


Рис. 8 – Витрата палива автомобілями і тракторами з причепами при обслуговуванні гноєрозкидачів в залежності від відстані перевезення органічних добрив

**Висновки.** У комплексі матеріально-енергетичних витрат на внесення 1т добрив енергетичні витрати складають 50...80% в залежності від відстані перевезення. Зі збільшенням відстані перевезення енергетичні витрати зростають значно швидше ніж матеріальні.

Двофазна технологія є енергозберігаючою. Перевантажувальна технологія повинна стати перспективною. Вантажопід'ємність розкидача з низько опущеним кузовом повинна бути 7000...8000 кг. Перевантажувальна технологія дозволить відмовитися від перевалочної (енергозатратної) схеми доставки добрив, за рахунок цього зменшуються втрати азоту в атмосферу.

### Список використаних джерел

1. Марченко М.М. и др. Комплексная механизация приготовления и внесения удобрений. М: Колос, 1974, 400 с.
2. Орманджи К.С. Правила производства механизированных работ в полеводстве (пособие для бригадиров и звеньевых), 2-ое изд., перераб. и доп. М: Россельхозиздат, 1983, 192 с.
3. Справочник по эксплуатации транспорта в сельском хозяйстве. – М: Россельхозиздат, 1975, 400 с.
4. Типові норми виробітку і витрачання палива на механізовані польові роботи. Держагропром УРСР, К.: Урожай, 1991, 472 с.

### Аннотация

#### **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ МАШИН ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ И ВНЕСЕНИИ ТВЕРДЫХ ОРГАНИЧЕСКИХ УДОБРЕНИЙ**

Мельник В.И., Романащенко А.А., Цыганенко М.А., Калюжний А.Д.,  
Качанов В.В.

*В статье приведены расчеты показателей работы машин для разных технологий внесения твердых органических удобрений в почву. Рассмотрен вопрос использования сельскохозяйственной техники при выполнении транспортных работ, внесении удобрений. Приведены графики производительности, расходов топлива в зависимости от расстояния перевозок для автомобильного, тракторного парка и навозоразбрасывателя.*

*Высокие дозы удобрений приводят к увяданию растений, созданию высокой концентраций соли в почве, большой потери газообразного азота, вымыванию его из почвы атмосферными осадками. Важной особенностью сельскохозяйственного производства является сезонность. Этим объясняется высокая энергообеспеченность сельского хозяйства в странах с развитой экономикой.*

*Независимо от способа доставки применяются три технологические схемы внесения удобрений: прямоточная, перегрузочная и двухфазная. Прямоточная технология предусматривает транспортировку удобрений от навозохранилища или бурта к полю и распределению их по полю теми же машинами (прицепами-навозоразбрасывателями). В перегрузочной технологии операции транспортировки и внесения разделены. Транспортировка удобрений осуществляется автомобилями-самосвалами, а распределение по полю прицепами-разбрасывателями, или разбрасывателями с низко опущенным кузовом. По двухфазной технологии операции транспортировки и внесения удобрений также разделены.*

*В комплексе материально-энергетических расходов на внесение 1т удобрений энергетические расходы составляют 50...80% в зависимости от расстояния перевозки. С увеличением расстояния перевозки энергетические расходы растут значительно быстрее, чем материальные. Двухфазная технология энергосберегающая. Перегрузочная технология должна стать перспективной. Грузоподъемность разбрасывателя с низко опущенным кузовом должна быть 7000...8000 кг. Перегрузочная технология позволит отказаться от перевалочной (энергозатратной) схемы доставки удобрений, за счет этого уменьшаются потери азота.*

**Ключевые слова:** органические удобрения; технологии; внесение удобрений; графики; расстояние перевозки.

## **Abstract**

### **OPERATING INDEXES OF WORK OF MACHINES AT TRANSPORTING AND BRINGING OF HARD ORGANIC FERTILIZERS**

Melnik V., Romanashenko A., Tsyiganenko M., Kalyuzhniy A., Kachanov V.

*To the article, the calculations of indexes of work of machines are driven for different technologies of bringing of hard organic fertilizers in soil. The question of the use of agricultural technique is considered at implementation of transport works, top-dressing. Charts over of the productivity are brought, charges of fuel depending on distance of transportations for a motorcar, tractor park and manure of throwing about.*

*The high doses of fertilizers result in fading of plants, to creation high concentrations of salt in soil, severe loss of gaseous nitrogen, to washing of him from soil the atmospheric sinking. The important feature of agricultural production is seasonality. This high material energy well-being of agriculture is explained to in countries with the developed economy.*

*Regardless of method of delivery three flowsheets of top-dressing are used: straight exact, shifting and diphasic. Straight exact technology envisages transporting of fertilizers from manure of depository or clamp to the field and distribution of them on the field by the same machines (by trailers manure throwing about). In shifting technology of operation of transporting and bringing divide. Transporting of fertilizers comes true by cars-tippers, and distribution on the field trailers throwing about, or throwing about with a low tomentous basket. On diphasic technology of operation of transporting and top-dressing, divide.*

*In the complex of materially power charges on bringing of 1m fertilizers, power charges make 50...80% depending on distance of transportation. With the increase of distance of transportation power charges grow considerably quicker, than material. Diphasic technology is energy saving. Shifting technology must become perspective. A carrying capacity of throwing about with a low tomentous basket must be 7000...8000 kg Shifting technology will allow to give up the trans-shipment (by an energy expense) chart of delivery of fertilizers, the losses of nitrogen diminish due to it.*

**Keywords:** organic fertilizers; technologies; top-dressing; charts; distance of transportation.

## ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ТРАКТОРА МАРКИ «ПМЗ 10280» МЕТОДОМ ЕЛЕКТРОДУГОВОЇ МЕТАЛІЗАЦІЇ

**Пономаренко А.М., к.т.н., доц.**

*Черкаський державний технологічний університет*

**Кравченко В.С., к.с.-г.н., ст. викл., Терещенко Ю.Ф., д.с.-г.н., проф.**

*Уманський національний університет садівництва*

*В результаті багаторічних досліджень нами була отримана і систематизована інформаційна база експериментальних даних, в якій особливе місце займає розділ по математичному моделюванню та обробці експериментальних даних методами оптимізації чисельного експерименту[5]. Результатом практичного застосування процесу електродугової металізації із використанням металізатора марки ЕДМ-1 стало отримання зносостійкого покриття на основі самофлюсуючого порошку. Результатом математичної обробки результатів експерименту стала багатофакторна модель технологічного процесу отримання зносостійкого покриття. Модель дозволяє встановити безпосередній зв'язок між енергетичними параметрами роботи електродугового металізатора та якістю нанесеного покриття.*

**Ключові слова:** *електродугова металізація, металізатор, дріт для металізаційного напилювання, самофлюсуючий порошок, оптимізація, зносостійке покриття.*

**Постановка проблеми.** Альтернативним вирішенням проблеми відновлення колінчастих валів тракторів є спосіб нанесення в процесі електродугової металізації стійкого до зношування відносно недорогого порошкового самофлюсуючого дроту.

На відміну від інших типів газотермічних методів, застосування процесу електродугової металізації ефективнішим для відновлювання колінчастих валів тракторів. Завдяки використанню недорогого порошкового дроту, простоті технологічного процесу нанесення покриття, якісного проплавлення часток напилювання і високій силі адгезійного та когезійного зчеплення покриття з матеріалом основи.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відновлення колінчастих валів (КВ), як швидкозношувальних деталей двигунів тракторів моделі «ПМЗ 10280» є одним із основних методів підвищення ефективності тракторно-ремонтного виробництва. Якість відновлення деталей в значній мірі залежить від відповідності застосування того чи іншого способу усунення дефектів об'єктам ремонту. Сучасне тракторно-ремонтне виробництво нараховує у своєму арсеналі багато різних способів відновлення КВ, які забезпечують їх надійну роботу на протязі встановлених міжремонтних термінів служби тракторів [1].

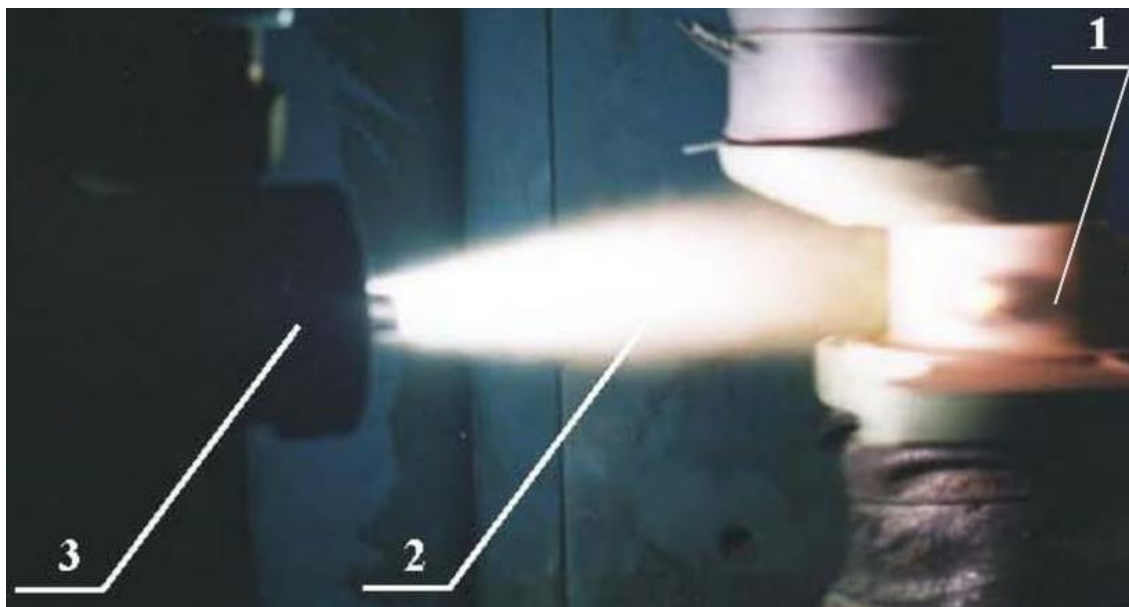
Проте одним із головних недоліків цих способів (плазмових) [2] є створення на деталі покриття із відносно низьким терміном дії та його значною собівартістю.

**Метою досліджень** було створення багатофакторної моделі технологічного процесу отримання зносостійкого покриття на зношеній частині колінчастого валу трактора «ПМЗ 10280».

**Методика дослідження.** Автори, спирались на роботи Ю.А. Харламова, Н.А. Будагянца, В.І. Орлова [1, 2] з удосконалення технології відновлення зношених частин колінчастого валу вітчизняного трактора марки «ПМЗ 10280» шляхом оптимізації робочих параметрів процесу. Оптимізація режиму напилювання зносостійкого покриття проводилась згідно методу Бокса – Уілсона [4].

**Основні результати дослідження.** Загальновідомо, що основними частинами зношування у колінчастому валові є корінні і шатунні шийки. В процесі роботи двигуна трактора за певний час його експлуатації нерівномірно зменшується діаметр корінних та шатунних шийок в результаті активного абразивного зношування, викликаного періодичним тертям дрібних часток металу по зовнішній поверхні шийок, що призводить до виходу їх з ладу. В результаті досліджень для відновлення зовнішньої поверхні шийок був вибраний як матеріал для напилювання самофлюсуючий порошковий дріт марки ПП-НП30Х6Ю6Р3 виробництва науково-виробничої фірми «Нафтогазмаш». Типовий хімічний склад наплавленого металу вилучений із порошкового дроту – 30Х6Ю6Р3 [3].

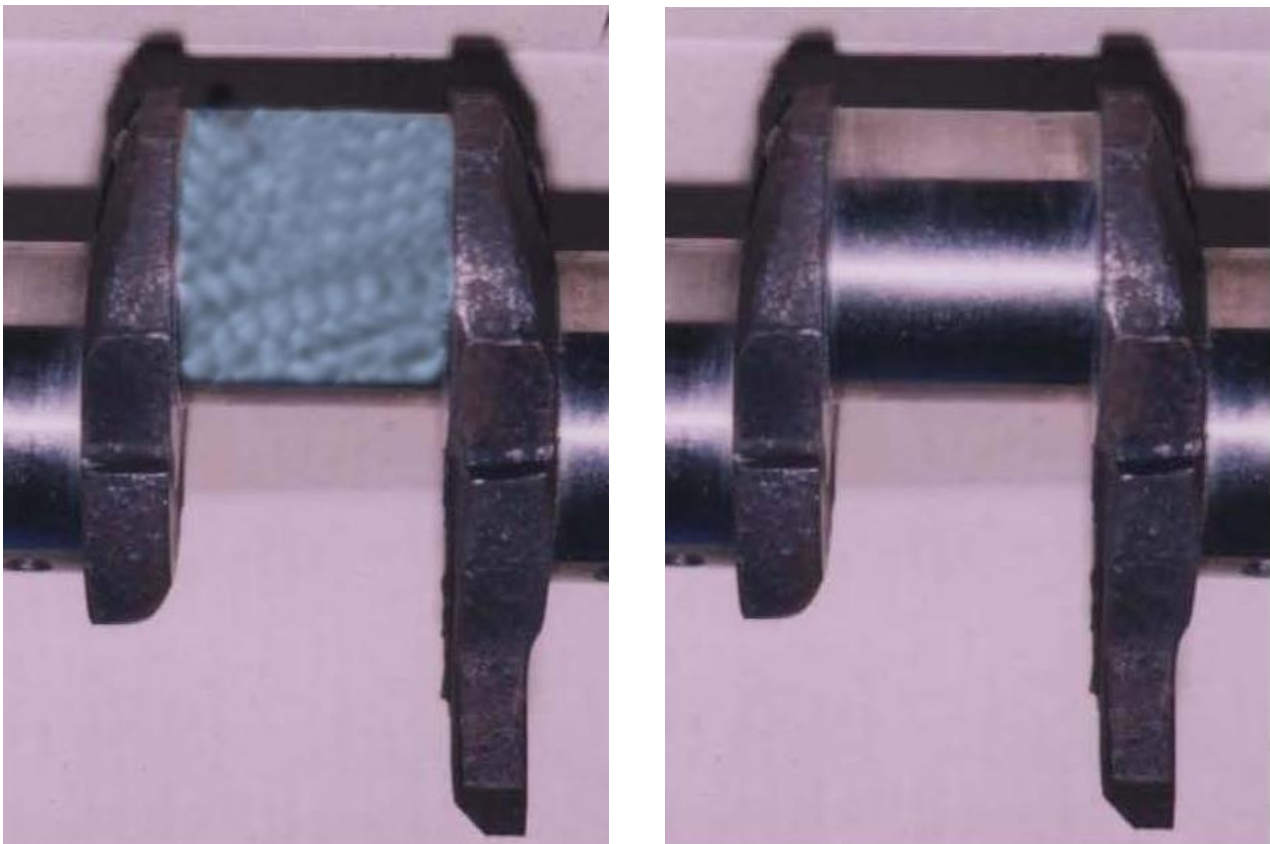
Схема процесу напилювання зносостійкого покриття на установці металізаційного нанесення покриттів напилювання УМНП-1 (рис. 1).



1 – корінна шийка колінчастого валу; 2 – процес формування зносостійкого покриття; 3 – електродуговий металізатор марки ЕДМ-1

Рис. 1. Схема процесу електрометалізаційного нанесення зносостійкого відновлювального покриття на корінну шийку колінчастого валу двигуна трактора моделі «ПМЗ 10280»

Зовнішній вигляд колінчастого валу після процесу електрометалізаційного нанесення зносостійкого відновлювального покриття на корінну шийку колінчастого валу двигуна трактора моделі «ПМЗ 10280» представлено на рис. 2.



а)

б)

а – після напилювання відновлюваного покриття; б – після процесу шліфування

Рис. 2. Фрагмент колінчастого валу

Оптимізація режиму напилювання зносостійкого покриття проводилась за використанням методом Бокса-Уілсона [4].

Критерієм оптимізації було обрано максимальне значення сили адгезійного зчеплення покриття з матеріалом основи  $\sigma_a$ . Визначення  $\sigma_a$  проводилось з використанням методики, спеціально розробленої А.М. Пономаренком [5], спеціально розробленої для визначення  $\sigma_a$  плазмових покриттів на тілах обертання (у тому числі і на шийках колінчастих валів). Матриця планування 1/2 повнофакторного експерименту наведена в табл. 1.

Таблиця 1 - Матриця планування експерименту плазмового напилювання захисного металокерамічного композиційного покриття [6-8]

Номер досліджу	Фактори				
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$
1	2	3	4	5	6
1	+	+	+	+	+
2	-	-	+	+	+

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6
3	-	+	-	-	-
4	+	-	-	-	-
5	-	+	-	+	+
6	+	-	-	+	+
7	+	+	+	-	-
8	-	-	+	-	-
9	-	+	+	+	-
10	+	-	+	+	-
11	+	+	-	-	+
12	-	-	-	-	+
13	-	+	+	-	+
14	+	-	+	-	+
15	+	+	-	+	-
16	-	-	-	+	-

Рівні факторів експерименту наведено в табл. 2.

Таблиця 2 - Рівні факторів експерименту

Фактори	Кодоване значення факторів	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
			верхній +1	основний 0	нижній -1
1	2	3	4	5	6
Сила струму струги I, А	$X_1$	15	220	205	190
Напруга дуги U, В	$X_2$	10	200	190	180
Витрата плазмотворюючого газу $G_{ПГ} \cdot 10^{-4}$ , кг·с <sup>-1</sup>	$X_3$	2,15	8,6	10,75	12,9
Витрата матеріалу напилювання $G_{ПОР} \cdot 10^{-4}$ , кг·с <sup>-1</sup>	$X_4$	1	3	2	1
Дистанція напилювання $L_{ДН}$ , м	$X_5$	0,02	0,15	0,13	0,11

Для знаходження оптимальних параметрів процесу плазмового напилювання було використано математичну модель у вигляді нелінійного рівняння регресії квадратичної форми для 5-ти факторів експерименту (рівняння 1):

$$Y(b) = b_0 + \sum b_i X_i + \sum b_{ij} X_i X_j + \sum b_{ii} X_i^2 \quad (1)$$

де:  $Y_b$  – параметр оптимізації ( $Y_b = \sigma_a$ );  $b_0$ ,  $b_j$ ,  $b_{ij}$ ,  $b_{ii}$  – коефіцієнти рівняння регресії.

Згідно рівняння регресії (1) було розраховано коефіцієнти рівняння регресії у кодованому масштабі:

$$\begin{aligned}
 b_0 &= b_{22} = 0,334; & b_4 &= 0,112; & b_{12} &= & - & b_{14} &= & - & b_{23} &= 0,034; & b_{25} &= - \\
 5,118; & & b_{33} &= 0,167; & b_5 &= 0,389; & & 0,125; & & 0,211; & & b_{24} &= 0,789; & 0,145; \\
 b_{11} &= & & & b_{13} &= & - & b_{15} &= 0,426; & & & b_{34} &= & \\
 0,667; & & & & & & & 0,378; & & & & & 0,083; \\
 b_{35} &= & & & & & & & & & & & & \\
 0,182; & & & & & & & & & & & & & \\
 b_{45} &= & & & & & & & & & & & & \\
 0,782; & & & & & & & & & & & & & 
 \end{aligned}$$

Табличне значення критерію Фішера [9, 10] при 16 основних дослідах та рівні значимості 0,05 дорівнює 2,05. Не значимими виявилися коефіцієнти  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $b_{44}$ ,  $b_{55}$ .

Математична модель, яка визначає характер залежності сили адгезійного зчеплення зносостійкого покриття з матеріалом основи від п'яти прийнятих факторів, має вигляд:

$$\begin{aligned}
 \sigma_a &= 5,118 + 0,772 \cdot X_1^2 + 0,457 \cdot X_2^2 + 0,172 \cdot X_3^2 + 0,122 \cdot X_4 + 0,893 \cdot X_5 - 0,255 \cdot X_1 \cdot X_2 - \\
 &- 0,731 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,112 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,267 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,343 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,975 \cdot X_2 \cdot X_4 - \\
 &- 0,528 \cdot X_2 \cdot X_5 + 0,113 \cdot X_3 \cdot X_4 + 0,217 \cdot X_3 \cdot X_5 - 0,822 \cdot X_4 \cdot X_5, \quad (2)
 \end{aligned}$$

Матриця ранжирування має такий вигляд (табл. 3).

Таблиця 3 – Матриця ранжирування (відтворюваності) дослідів із визначення сили адгезійного зчеплення покриття з матеріалом основи

Номер дослідів	Ранг матриці (значення $\sigma_a$ )
1	2
1	29
2	22
3	20
4	25
5	22
6	24
7	31
8	22
9	27
10	30
11	33
12	18
13	29
14	35
15	30
16	22



Під час проведення досліду № 14 (при відповідному режимі напилюванні – табл. 1, 2) було отримано покриття з найбільшим значенням сили адгезійного зчеплення.

Оптимізація функції  $Y = (X_1, X_2, X_3, X_4, X_5)$  проводилась із використанням методу крутого сходження за М.З. Румшицьким [6], (табл. 4).

Коефіцієнти рівняння регресії (2) відповідають вибраним режимам процесу електродугового металізаційного нанесення зносостійкого покриття, згідно з матрицею планування чисельного експерименту.

Таблиця 4 – Оптимальні технологічні параметри технологічного процесу нанесення зносостійкого відновлювального покриття на основі порошкового дроту ПП-НП30Х6Ю6РЗ на корінну шийку колінчастого валу трактора марки «ПМЗ 10280»

I, А	U, В	$G_{ПГ} \cdot 10^{-4}$ , кг·с <sup>-1</sup>	$G_{ПОР} \cdot 10^{-4}$ , кг·с <sup>-1</sup>	L <sub>дн</sub> , м	$\sigma_a$ , МПа
205	195	10,75	3	0,12	35

### Висновки:

1. Оптимізація технологічного процесу нанесення зносостійкого відновлювального покриття була проведена методом теорії планування експерименту, де як критерій оптимізації було взяте максимальне значення сили адгезійного зчеплення зносостійкого відновлювального покриття з матеріалом основи.

2. Аналіз отриманих результатів показав, що максимальне значення  $\sigma_a$  забезпечувалося завдяки розрахованим оптимальним значенням технологічних параметрів процесу плазмового напилювання (яке було отримане при режимі: I=190 А, U=200 В,  $G_{ПГ}=10,75 \cdot 10^{-4}$  кг·с<sup>-1</sup>,  $G_{ПОР}=3 \cdot 10^{-3}$  кг·с<sup>-1</sup>, L<sub>СЕ</sub> = 0,12 м).

### Список використаних джерел

1. Харламов Ю.А., Будагянц Н.А. Основы технологии восстановления и упрочнения деталей машин. – Луганск: Изд-во Восточно-укр. национ. ун-та им. В. Даля, 2003. – 389 с.
2. Орлов В.И. Газотермическое напыление коррозионностойких и износостойких материалов. – Л.: ЛДНТП, 1986. – 142 с.
3. <https://ngm.ub.ua/ru/goods/view/5679981/all/pp--np30h6yu6r3-fmi-1-fmi>
4. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1981. – 389 с.
5. Пономаренко А.М. Оптимізація технології нанесення захисних плазмових покриттів на труби пароперегрівачів: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.06. – Черкаси, 2004. – 188 с.
6. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1981. – 195 с.
7. Компьютерное моделирование процессов плазменного напыления покрытий / Кундас С.П., Достанко А.П., Ильющенко А.Ф., Кузьменков А.Н., Lygscheider E., Eritt U. – Минск: Высшая школа, 1995. – 212 с.
8. Михайлович В.С., Волнович В.Л. Вычислительные методы исследования и проектирование сложных систем. – М.: Наука, 1992. – 288 с.

9. Хоменсюк В. В. Элементы теории многоцелевой оптимизации. – М.: Наука, 1979. – 200 с.
10. Цуканов И.Г. Структурные и компьютерные модели тепловых процессов в анизотропных средах с разрывными коэффициентами теплопроводности: Дис. ... канд. физ.-мат. наук: 04.12.06. – Х., 1997. – 175 с.

#### Аннотация

### ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИИ ВОЗОБНОВЛЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ТРАКТОРА МАРКИ "ПМЗ 10280" МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ

Пономаренко А.М., Кравченко В.С., Терещенко Ю.Ф.

*В результате многолетних исследований нами была получена и систематизирована информационная база экспериментальных данных, в которой особое место занимает раздел по математическому моделированию и обработке экспериментальных данных методами оптимизации численного эксперимента [5]. Результатом практического применения процесса электродуговой металлизации с использованием металлизатора марки ЕДМ-1 стало получение износостойкого покрытия на основе самофлюсующего порошка. Результатом математической обработки результатов эксперимента стала многофакторная модель технологического процесса получения износостойкого покрытия. Модель позволяет установить непосредственную связь между энергетическими параметрами работы электродугового металлизатора и качеством нанесенного покрытия.*

**Ключевые слова:** электродуговая металлизация, металлизатор, проволока для металлизационного напыления, самофлюсующий порошок, оптимизация, износостойкое покрытие.

#### Abstract

### OPTIMIZATION OF TECHNOLOGY OF PROCEEDING IN THE CRANKSHAFT OF TRACTOR OF BRAND OF "ПМЗ 10280" METHOD OF ELECTRIC ARC METALLIZATION

A. Ponomarenko, V. Kravchenko, U. Tereschenko

*The result of years of research, we obtained and systematized information base of experimental data in which a special place is occupied by the section on mathematical modeling and experimental data processing methods optimization numerical experiment [5]. The result of the practical application of the process of electric arc metallization using spraying gun of the brand of the EDM-1 was obtaining wear-resistant coatings based on camofluage powder. The result of mathematical processing of the results of the experiment was a multifactorial model of technological process of obtaining wear-resistant coating. The model allows to establish a direct link between the energy parameters of electric-arc metal spraying gun and the quality of the coating.*

**Keywords:** electric arc metallization, Metalstar wire for Metalcasting coating, powder camofluage, optimization, wear-resistant coating.

## **РОЗРОБКА ПІДХОДУ ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВИПАРНИХ УСТАНОВОК У СИСТЕМІ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ЦУКРОВИХ ЗАВОДІВ**

**Ляшенко С.О., д.т.н., проф., Фесенко А.М., ст. викл.,  
Ляшенко О.С., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Кісь О.В., студ.**

*Харківський національний університет радіоелектроніки*

*В статті визначено причини низької теплоенергоефективності роботи основного відділення цукрового заводу, випарного, що забезпечує парою всі виробництва заводу. Розглянуто енергоефективність процесу випарювання за різних схем роботи випарних установок та встановлено перспективні підходи до вирішення цієї проблеми. Запропоновано підхід до удосконалення теплоенергоефективності процесу випарювання, що дає можливість визначити оптимальні режими роботи випарних установок за різних схем роботи.*

***Ключові слова:** випарна установка, теплоенергоефективність, технологія, процес, матеріальний баланс, модель, схема випарювання.*

**Вступ.** Виробництво цукру відноситься до головних складових агропромислового комплексу держави. Дане виробництво у галузі переробки є найбільш складним та енергоємним. Енергоємність формується значною кількістю теплових процесів при отриманні цукру.

Сучасне високоефективне цукрове виробництво характеризується такими показниками як якість продукції, ефективність енергоспоживання, собівартість тощо. Ці показники диктують необхідність використання найсучасніших досягнень в технології отримання цукру, виборі обладнання, використанні ефективних систем автоматизації процесів переробки цукрових буряків і організації цукрового виробництва.

**Загальні проблеми.** Сучасний цукровий завод є високоефективним об'єктом, що поєднує багато етапів виробництва. Сам процес виробництва цукру доволі складний з точки зору наявності значної кількості хімічних, технологічних та матеріальних процесів. Різноманітність процесів також спричинює формування небезпечних факторів при їх виконанні.

Технологічні етапи цукрового виробництва супроводжуються значним споживанням теплової енергії. Основним напрямком економії палива в цукровій галузі є зменшення витрат теплової енергії (пари) на технологічні потреби, яка в загальному балансі перевищує 80 % для цукрових заводів з

високими показниками енергоефективності [1].

При вирішенні проблеми енергозбереження в цукровій промисловості головним завданням насамперед є зменшення питомих витрат тепла у вигляді пари на технологічні потреби. Для її виробництва витрачається більше 80-85% від загальної кількості придбаного палива. Тому для цукрових заводів України стратегічний напрямком економії - зменшення споживання пари на ТП [2].

**Аналіз стану справ.** Центральне місце в тепловій схемі цукрового заводу за значенням виконуваних функцій, споживанням і розподілом теплової енергії, складністю і вартістю займає багатокорпусна випарна установка (БВУ), яка складається з окремих корпусів. Випарні апарати є найбільш суттєвою формою теплообмінного обладнання і від їх ефективної роботи значною мірою залежать і технологічні, і теплотехнічні показники роботи заводу [3].

У цукровому виробництві використовуються БВУ з відбором пари по корпусах для сторонніх технологічних споживачів. Паровідбори з корпусів БВУ зменшують величину кратності випаровування. Однак це не означає, що застосування БВУ з відборами вторинної пари по корпусах недоцільне. Якщо на цукровому заводі застосувати випарну установку без паровідборів із проміжних корпусів, то для випаровування 100% води до м. б. у п'ятикорпусній ВУ загальне споживання пари із ТЕЦ досягне 60...65 % до м.б. Багаторазове використання теплоти пари в БВУ забезпечує ощадливе використання теплової енергії у цукровому виробництві та економію теплоносіїв [1, 3].

На цукрових заводах України теплові схеми найчастіше базуються на п'ятикорпусних ВУ з використанням або без використання вторинної пари останнього корпусу для нагрівання соку, барометричної води й інших потреб. В останньому випадку п'ятий корпус називається концентратором.

У цукровій галузі України найчастіше використовують випарні апарати з природною циркуляцією А2-ПВВ з досить високими теплотехнічними та експлуатаційними показниками. Процес випарювання в апараті безперервний. Найбільша ефективність роботи забезпечується за певного, оптимального рівня соку, що регулюється автоматично і залежить від концентрації соку [3].

Розглянувши типові температурні режими роботи чотирикорпусної БВУ з концентратором на Кириковському цукровому заводі (Сумська обл.) та БВУ з попереднім підігрівом, на Першому ім. Петровського цукровому заводі у смт. Білому Колодязі (Харківська обл.) можна відмітити, що за рахунок конструктивних відмінностей у різних ВУ, такі основні показники режимів роботи як температура і тиск гріючої пари, температура кипіння соку, питомі поверхні теплообміну, і так далі, мають певні розбіжності. Це призводить до зміни режимів роботи в реальних ВУ на різних цукрових заводах [1, 4].

Ефективність виробництва цукру в Україні знаходиться в межах від 0,75 до 0,90, тоді як у провідних державах, що виробляють цукор, цей показник досягає 0,9 - 0,96 [4].

Основними причинами такого стану є низька енергоефективність виробництва, недотримання ТП, низький рівень автоматизації виробничих процесів, що, в свою чергу, призводить до зменшення виходу якісного цукру [1]. Так як енергоефективність виробництва цукру залежить від оптимізації

теплових процесів, то необхідно відмітити, що оптимізація витрати пари забезпечується удосконаленням ТП та використанням сучасного обладнання, використанням теплоти вторинних джерел, покращенням теплової ізоляції, через недосконалість якої нині втрачається до 20-30% теплоти [2].

Проаналізувавши різноманітні конструктивні особливості ВУ та теплові режими роботи випарного відділення можна відмітити, що на стабільність роботи ВУ значний вплив здійснюють: накип у кипятильних трубках ВУ, якість соку, температура соку та пари, а також й інші показники [1, 3].

Показники якості сиропу оцінюється за такими показниками як СР, кольоровість, мутність, зольність та інші [5 - 8].

Отже, постійна продуктивність випарної установки за кількістю випареної води може підтримуватися лише протягом деякого часу. Її подальша робота призводить до зменшення концентрації сухих речовин у сиропі із ВУ і значного збільшення витрати тепла (пари) на технологічні потреби.

Ефективна робота ВУ неможлива без автоматизованого контролю та регулювання її технологічних параметрів. Зокрема, автоматизація ВУ має забезпечити: підтримання відповідних характеристик пару та соку, підтримання оптимальних рівнів у корпусах БВУ; підтримання заданих рівнів у збірниках конденсату і виключення прориву пари з них; контроль і реєстрацію теплотехнічних і технологічних параметрів, надійність та безпеку.

На більшості заводів функціонують складні ієрархічні системи автоматизації цукрового виробництва, які базуються як правило, на нижчому, середньому, верхньому і додатковому корпоративному рівнях управління, що обумовлено особливостями управління цукровим виробництвом, контролерами, об'єднаними з серверами мережами Ethernet [9].

Енергетичний баланс цукрового заводу показує, що із загальних витрат палива 85-90% припадає на виробництво теплової енергії для технологічних потреб, а 10-15% - на виробництво електроенергії та на виробництво вапна і вуглекислого газу. Тому визначальним напрямком зменшення питомого споживання паливно-енергетичних ресурсів є скорочення витрат теплової енергії на переробку цукрових буряків.

При проектуванні теплових схем заводів прагнуть створити такий розподіл вторинної пари ВУ при якому кількість води, що випаровується із соку в БВУ, дорівнювала б необхідному для згущення соку до заданого (нормативного) вмісту сухих речовин сиропу (СР). За теплової схеми з БВУ з концентратором це досягається лише при виконанні існуючих технологічних нормативів, роботі заводу чітко в розрахунковому режимі.

На ряді цукрових заводів Західної Європи для підвищення теплової економічності ВУ застосовується підвищений температурний режим. Такий температурний режим є прогресивним, однак він має певні технологічні обмеження. Аналіз результатів балансових випробувань теплового господарства великої кількості бурякоцукрових заводів, а також варіантних розрахунків теплових схем свідчить, що для ефективної роботи ВУ необхідно застосовувати усі відомі способи збільшення її випаровуючої здатності, а система автоматичного регулювання повинна забезпечити підтримку

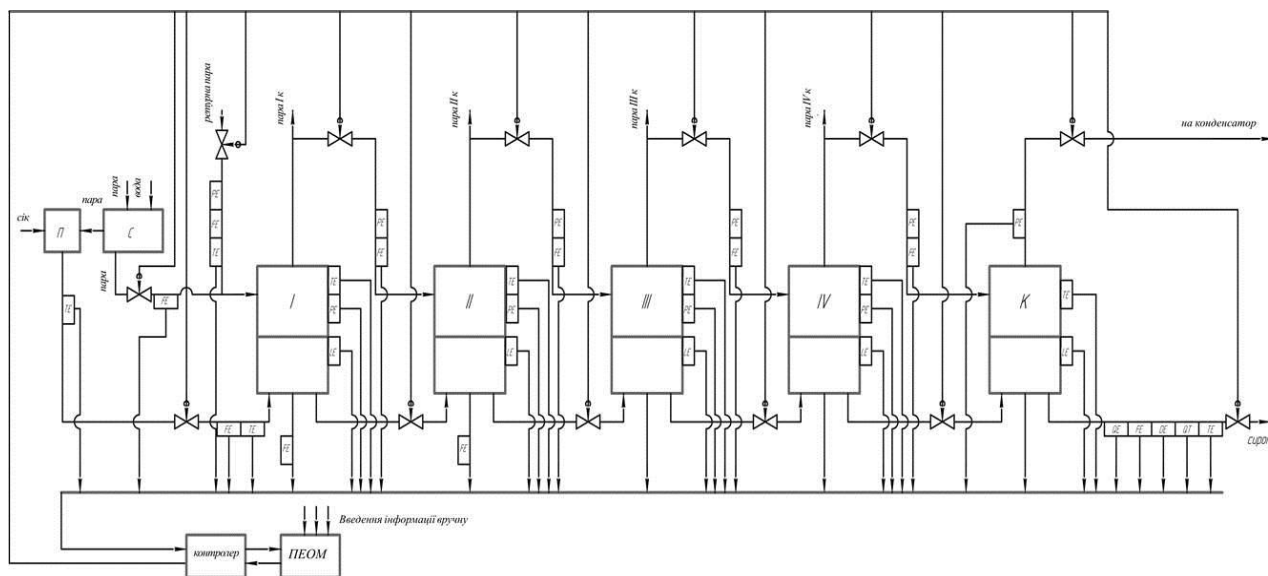
необхідної величини СР. Одним із шляхів забезпечення тепло- та енергозбереження при роботі з ВУ є організація стратегії ресурсозберігаючого управління технологічним процесом випарювання [10]. Цей підхід передбачає розробку загального спрощеного алгоритму втілення ефективного використання тепла при автоматизованому управлінні ТП випарювання.

**Мета та задачі дослідження.** Метою роботи є підвищення ефективності роботи ВУ цукрового заводу і її економічна оцінка через втілення ефективного підходу щодо використання тепла за різних схем випарювання.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

- вибір ефективних схем випарювання на основі проведеного комплексного аналізу сучасного обладнання та існуючих схем випарювання соку у випарних установках;
- побудова алгоритму ефективного використання тепла при автоматизованому управлінні ТП випарювання у БВУ;
- економічне обґрунтування теплоенергоефективних режимів випарювання соку в БВУ.

**Результати досліджень.** У процесі роботи цукрового заводу постійно виникає необхідність коригувати продуктивність БВУ для забезпечення необхідної концентрації сиропу. Для визначення найбільш ефективних і раціональних шляхів регулювання роботи ВУ було виконано аналіз ефективності зазначених методів. Для визначення ефективності роботи ВУ розглянемо типову автоматизовану схему управління тепловим режимом випарювання у випарному відділенні (подача пару здійснюється на 1-й корпус ВУ), що наведена на рис. 1.



*I, II, III, IV* - корпуси ВУ; *К* - концентратор; *П* - підігрівач соку; *С* - збірник пари; *TE* - датчики температури; *FE* - витратоміри; *PE* - датчики тиску та розрідження; *LE* - вимірювачі рівня; *DE* - вимірювачі щільності; *QE* - рефрактометр; *QT* - рН-метр;  $\rightarrow$  - регулюючі клапани.

Рис. 1 – Типова автоматизована схема управління тепловим режимом випарювання у випарному відділенні (подача соку на 1-й корпус ВУ)

Основними методами, які можуть застосовуватися в процесі роботи для коригування роботи БВУ, є:

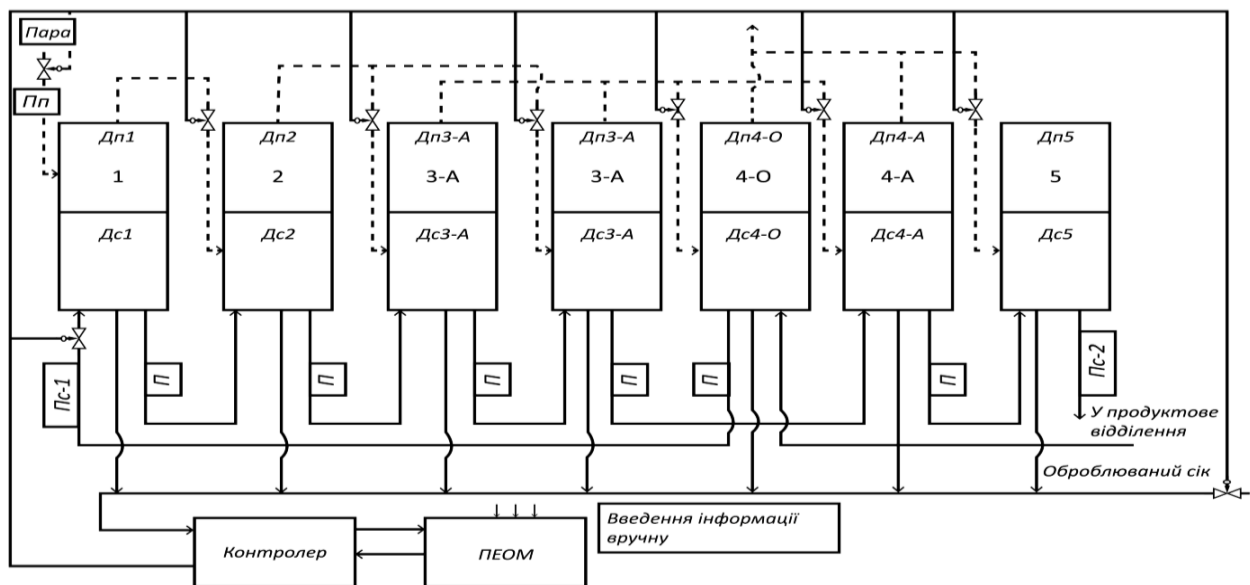
1. Застосування компресії вторинної пари ВУ і зміна кількості пари.
2. Зміна виходу пари з останнього корпусу ВУ в конденсатор.
3. Зміна тиску грюючої пари першого корпусу ВУ.
4. Переключення обігрівання споживачів на пару іншого корпусу ВУ або підключення (відключення) додаткових підігрівників.
5. Зміна частки використання тепла вторинних джерел.

До основних моментів, що характеризують роботу ВУ даного типу, слід віднести:

1. Відсутність використання інгібіторів накипоутворення.
2. Підвищену (120-130% до маси буряків) відкачку дифузійного соку та значне розбавлення соку під час очищення.

Все це призводить до значного перевантаження як по кількості води, що необхідно випарувати, так і по величинам паровідборів із корпусів ВУ та досить швидкого поверхневого теплообміну випарних апаратів із зменшенням їх продуктивності. На підставі аналізу проведених досліджень запропоновано і рекомендовано до широкого впровадження більш прогресивну теплову схему з п'ятикорпусною випарною установкою без концентратора з підвищеним температурним режимом.

На рис.2 відображена удосконалена автоматизована схема управління тепловим ТП у випарному відділенні (подача соку на 3-й корпус ВУ).



1-5 – корпуси ВУ; Дс1-Дс5 – характеристики соку у БВА; Дп1-Дп5 – характеристики пари у БВУ; Пп – показники пари, що подається на ВА; Пс1 – показники соку, що подається на ВУ; Пс2 – показники сиропу, що виходить з ВУ; П – показники соку, що випарюється, після ВУ

Рис. 2 – Удосконалена автоматизована схема управління тепловим ТП у випарному відділенні (подача соку на 3-й корпус ВУ)

Вибір схеми раціонального розподілу гріючої пари ґрунтувався на таких положеннях: відпрацьована пара турбін і ретурна пара використовуються для обігріву 1 корпусу БВУ і підігрівача соку перед БВУ. Завдяки переносу паровідборів з перших корпусів на наступні зменшується час перебування соку в зоні високих температур, що за інших однакових умов зменшує розкладення цукру і наростання кольоровості соку при випаровуванні.

Розглянувши основні перспективні схеми випарювання соку у БВУ необхідно дослідити і основні показники роботи цих схем випарювання. Оптимальні показники роботи ВУ відповідно до теплових та матеріальних розрахунків щодо роботи ВУ (Кириківський цукровий завод Сумська область (чотирикорпусна ВУ з концентратором) та Перший ім. Петровського цукровий завод –снт. Білий Колодязь, Харківська область(БВУ без концентратора) наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Типові оптимальні технологічні показники для режимів роботи у найбільш розповсюджених схемах роботи ВУ на цукрових заводах

Назва основних показників процесу випарювання	Чотирикорпусна ВУ з концентратором	П'ятикорпусна ВУ з попереднім підігрівом(3 к )	Вихідні оптимальні показники процесу випарювання
	Значення вхідних показників випарювання для 1-го корпусу ВУ		
1. Температура гріючої пари, °С	132,0	131,6	-
2. Тиск гріючої пари, Па.	292000	184000	-
3. Витрати гріючої пари, кг/год	31024 (81613)	29400	-
4. Витрата соку, %, до м. б.	132,8	121,9	29,75
5. Температура соку що подається у ВУ, °С	122	121,3	80
6.Вміст сухих речовин у соку, (СР)	12,5	15,8	60-75
7. Каламутність, мг/дм <sup>3</sup>	25-30	25-30	30-40
8. рН	10,8	11	7,8-8,0
9. Тривалість процесу випарювання, год.	1-1,1	0,75-0,85	0,75-1,1

Такі проміжні показники як корисна різниця температур, температура вторинної пари, тиск вторинної пари тощо для всіх корпусів ВУ визначались відповідно до інженерних розрахунків для теплових та матеріальних балансів.

Крім того необхідно відмітити, що при зміні якісних показників соку, що йде на випарювання у ВУ, а також технологічних показників (наприклад, температура пару та соку, тиску пару, витрати соку) показники процесу випарювання будуть змінюватися, що призводить, як відмічалось раніше, до



того, що тривалість процесу випарювання у реальних умовах збільшується до 2-х разів. Порушення тривалості процесу випарювання спричинює погіршення якості продукції та збільшення витрат пари.

Автоматизоване управління ВУ, основною задачею якого є стабілізація ефективних процесів випарювання соку у ВУ повинне базуватися на ефективних теоретичних підходах, що дають можливість адекватно відображати реальні умови випарювання. В традиційних системах автоматизації, що забезпечують процес випарювання, не враховуються такі важливі характеристики, як нестаціонарність, нелінійність, та неповнота інформації про якісні, технологічні, технічні показники та невизначеність виробничих ситуацій.

Виходячи з цього можна розглянути загальновідомий підхід до теплових та матеріальних процесів, що використовується при випаровуванні соку у БВУ[10].

Як відомо, загальна витрата пари на ВУ відповідає сумі паровідборів з корпусів БВУ:

$$D = E_1 + E_2 + \dots + E_n, \quad (1)$$

де:  $n$  – кількість ступеней (корпусів) БВУ;  $E_1, E_2 \dots E_n$  - величини паровідборів з відповідних корпусів БВУ.

При цьому кількість випареної води залежить від величин і розподілу паровідборів по ступенях випаровування. Зважаючи, що 1 кг гріючої пари випаровує 1 кг води із соку, можна написати рівняння для розрахунку кількості випареної води залежно від величин паровідборів із корпусів у вигляді[1]:

$$W = E_1 + 2E_2 + \dots + nE_n. \quad (2)$$

Тобто, щоб забезпечити паровідбір з 1-го корпусу з величиною  $E_1$ , необхідно в першому корпусі випарити воду в кількості, рівній величині цього паровідбору –  $E_1$ . Для забезпечення паровідбору з другого корпусу в кількості  $E_2$ , необхідно воду в кількості  $E_2$  випарити із соку в 1-му корпусі, а потім, таку саму кількість вже вторинною парою з 1-го корпусу. Процес випарювання аналогічно відбувається і у наступних корпусах ВУ.

Процес випарювання води з соку може бути відображеним рівнянням матеріального балансу[1]:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{к}} + W, \quad (3)$$

де:  $G_{\text{п}}$  – продуктивність по початковому розчину, кг/год;  $G_{\text{к}}$  – продуктивність по кінцевому розчину, кг/год;  $W$  – загальна кількість випареної води, кг/год.

При цьому зберігається рівність

$$G_{\text{п}}x_{\text{п}} = G_{\text{к}}x_{\text{к}}, \quad (4)$$

де:  $x_{\text{п}}$  та  $x_{\text{к}}$  – початкова та кінцева концентрація розчину, що випарюється, %.

Скориставшись формулами 3 та 4, визначимо загальну кількість води, що випаровується

$$W = G_{\text{п}} \left( 1 - \frac{x_{\text{п}}}{x_{\text{к}}} \right). \quad (5)$$

Кінцева концентрація розчину по корпусах визначається наступним чином

$$x_{\text{к}1-5} = \frac{G_{\text{п}}x_{\text{п}}}{G_{\text{к}} - W_{1-5}}. \quad (6)$$

Для зменшення витрат пари на технологічні потреби необхідно забезпечити скорочення сумарної кількості паровідборів із корпусів випарної установки (1). Але при цьому відповідно до формули (2) зменшиться кількість випареної води і знизиться концентрація отриманого сиропу (6), що спричинить збільшення витрати пари на уварювання утфелю у вакуум-апаратах. Для запобігання цього потрібно перерозподілити паровідбори з корпусів БВУ таким чином, щоб забезпечити випаровування необхідної кількості води із соку, що подається на БВУ.

Зокрема, до найбільш розповсюджених таких підходів, що використовуються при проектуванні та експлуатації БВУ, можна віднести:

1. Підвищення кратності випаровування у БВУ за рахунок перенесення паровідборів на «хвостові» корпуси випарної установки і збільшення числа корпусів у БВУ визначається формули (1).

2. Зменшення кількості води, яку необхідно випаровувати у ВУ, що визначається відповідно формули (5).

У цих підходах враховується ступінь впливу на зміну концентрації сиропу і на загальну ефективність використання тепла. Тому, із наведених вище наукових підходів до вирішення питань тепло-енергозбереження при випарюванні соку, можна запропонувати загальний спрощений алгоритм ефективного використання тепла при автоматизованому управлінні технологічним процесом випарювання у ВУ, який полягає у наступному:

- визначення теоретичної оптимальної необхідної кількості паровідборів за різних схем випарювання соку, що необхідно внести в АСУ відділення випаровування;
- внесення значення якісних та технологічних показників процесу випарювання у базу даних АСУ на вході та виході з ВУ (продуктивність

розчину, значення концентрації соку, температури, мутності та значення тиску і температури пари);

- на основі матеріального балансу розраховується необхідна загальна кількість випареної води з розчину, визначається концентрація розчину і кількість випареної води по корпусах ВУ;
- контролюючи значення витрати розчину в корпусах ВУ за допомогою витратомірів можна зробити аналіз, щодо відповідності теоретично отриманих та розрахованих значень витрати води і значень витрати розчину по корпусах ВУ;
- при отриманні різних значень витрат необхідно через АСУ здійснювати керування показниками пари (тиск та температура), що подається через заслінки на ВУ за рахунок зменшення чи збільшення цих показників відповідно до теоретично обґрунтованих розрахунками по теплозабезпеченню.

У підсистемі керування подачею пари на процес випарювання при використанні інтелектуальних систем управління ТП випарювання у складних системах, що працюють в умовах нестабільності та нестационарності протікання процесів випарювання, варто застосовувати зворотні зв'язки у системі керування. Зворотні схеми у системі управління дають можливість отримувати необхідні значення показників на виході з ВУ, що відповідають необхідним теоретичним показникам і здійснювати коригування вхідних показників. Це дає можливість отримати найбільш достовірні результати, що відповідають реальним умовам роботи ВУ.

Економічне обґрунтування теплоенергоєфективних режимів випарювання соку в ВУ проводиться на основі обсягів теоретично обґрунтованої витрати води, яку випарено з розчину, і об'ємів реально випареної води, що отримано у ході процесу випарювання.

За таблицею 1 витрата гріючої пари на 1-й корпус ВУ, при роботі ВУ за 1 год складає 31024 кг/год. При роботі ВУ у режимах, що перевищують оптимальні у 1,5 рази, витрата гріючої пари складе 46536 кг/год. Період роботи цукрового заводу в Україні у середньому складає 2 місяці. Тобто за два місяці роботи кількість пари, що подається на 1-й корпус ВУ, становить 44674560 кг, а при роботі ВУ на режимах, що не відповідають нормативним значенням, витрати пари будуть становити 6701840 кг.

Витрата природного газу на теплові потреби виробництва в умовах Кириківського заводу (чотирикорпусна випарна установка з концентратором) і Першого ім. Петровського заводу (п'ятикорпусна випарна установка з попереднім підігріванням соку у апаратах 4 корпусу) становить 100 тис.м<sup>3</sup>/добу. Але продуктивність першого складає лише 1,8 т буряку/добу, в той час як за другою схемою переробляється уже 3 тис. т буряку/добу. Загальна вартість спожитого за сезон цукроваріння природного газу становить 68,76 млн.грн.

Ціна на газ, відповідно прејскуранту на природний газ із ресурсів Національної акціонерної компанії «Нафтогаз України» на 1.02.2019 року з ПДВ становить 11460 грн. за 1000 м<sup>3</sup>. Отже, за використання традиційної схеми роботи БВУ вартість спожитого газу становить 716,25 грн/т буряку при використанні 62,5 м<sup>3</sup>/т буряку. Удосконалена схема роботи БВУ зменшує

витрату газу до 30,64 м<sup>3</sup>/т буряку, що відповідає витратам 351,13 грн/т буряку. Таким чином, за умов сучасних цін на природний газ в Україні, витрати в процесі виробництва цукру за умов використання тепло- та енергозберігаючих схем роботи БВУ знижуються на 365,12 грн/т буряку або на 51%.

Вартість використання природного газу у собівартості готової продукції протягом сезону зменшується з 4250 грн/т цукру до 2550 грн/т цукру при використанні енергоефективних схем роботи заводу.

**Висновки.** В результаті проведеного аналізу визначено підхід до вдосконалення основних схем ефективного випарювання, де враховуються всі найбільш значимі показники процесу випарювання. Встановлено найбільш прийнятні схеми випарювання соку у випарній установці. Розглянуто підхід щодо визначення ефективного забезпечення паром процесу, який побудовано на застосуванні матеріального балансу. Розглянуто основні якісні та технологічні показники, що мають місце в рівнянні матеріального балансу. Запропонована реалізація розглянутого алгоритму ефективного використання тепла при АСУ ТП випарювання у ВУ. Обґрунтована економічна ефективність запропонованого підходу до оптимізації використання тепла.

### Список використаних джерел

1. Штангеев К. О. Випарні установки та теплові схеми цукрових заводів. Київ: ЮНІДО, 2015. 57 с.
2. Енергозбереження на цукрових заводах України / К.О. Штангеев, В.І. Христинко, Т.П. Василенко, С.М. Василенко // Цукор України. -2014, №2 (98). С.14-17.
3. Штангеев К. О. Теплообмінне обладнання (на прикладі бурякоцукрової галузі). Київ: ЮНІДО, 2015. 67 с.
4. Выбор автоматизированных режимов работы выпарной установки сахарного завода/ Ляшенко С.А., Фесенко А.М., Ляшенко А.С. //Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні». Харків. Вип. 106, 2010. С.217-231.
5. Петриченко І.Б., Резніченко Ю.М. Інноваційні технології галузі: Курс лекцій для студентів спеціальності 7.05170111 «Технології цукру та полісахаридів» ден. та заочн. форм навч. К.: НУХТ, 2013. 123с.
6. Звіт про науково-дослідну роботу № 28-08-10Б «Екологічні аспекти контролю якості цукру у харчових виробництвах»/керівник теми Непочатих Т.А. ХДУХТ, 2010. 115 с. Режим доступу: <http://library.nuft.edu.ua/ebook/file/zvit28-08-10b.pdf> (дата звернення: 12.01.2019)
7. Скорик К.Д. Вплив порушень технологічних режимів виробництва на якість цукру. Режим доступу:[http://www.ipdo.kiev.ua/index.php?option=com\\_content&view=article&id=433&Itemid=10&lang=uk](http://www.ipdo.kiev.ua/index.php?option=com_content&view=article&id=433&Itemid=10&lang=uk)(дата звернення:12.01.2019)
8. Хомічак Л. Солі кальцію та їх вплив на ефективність виробництва і якість цукру / Л.Хомічак, С.Василенко, В.Кухар. – Режим доступу: [http://www.sugarconf.com/custom/files/ua\\_2014\\_03/111-115.pdf](http://www.sugarconf.com/custom/files/ua_2014_03/111-115.pdf)

9. Wenbo Na. Control system or continuous soaking processing sugar refinery. 2009 *International Conference on Information and Automation*, Zhuhai, Macau, 2009. С. 254-258. URL: <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5204931&isnumber=5204876> (дата звернення:20.01.2019)
10. Ладанюк А.П., Кишенкько В.Д., Школьна О.В. Управління випарною установкою в умовах невизначенності: інтелектуалізація прикладних функцій // Наукові праці НУХТ, 2015. Том 21. №6. С. 7-15.

## Аннотация

### **РАЗРАБОТКА ПОДХОДАК ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ САХАРНЫМ ЗАВОДОМ**

Ляшенко С.А., Фесенко А.М., Ляшенко А.С., Кись А.В.

*В статье определены причины низкой теплоэнергоэффективности основного отделения сахарного завода, выпарного, обеспечивающего паром все производства завода. Рассмотрена энергоэффективность процесса выпаривания при использовании разных схем работы выпарных установок и определены перспективные подходы к решению этой проблемы. Предложен поход к усовершенствованию теплоэнергоэффективности процесса выпаривания, что позволяет определить оптимальные режимы работы выпарных установок в разных схемах работы.*

**Ключевые слова:** *выпарная установка, теплоэнергоэффективность, технология, процесс, материальный баланс, модель, схема выпаривания.*

## Abstract

### **THE APPROACH FOR DETERMINATION OF ENERGY EFFICIENT AND ENVIRONMENTALLY SAFE PATTERN OF EVAPORATOR WORK IN THE AUTOMATEDPROCESSCONTROLSYSTEMOF ASUGARMILL**

Lyashenko S., Fesenko A., Lyashenko A., Kis A.

*The article identifies the reasons for the low thermal and energy efficiency of an evaporator as the main branch of a sugar mill, which provides all the mill's branches with steam. The promising approaches have been identified to solve this problem. The approach to the improvement of termal and energy efficiency of the evaporation is proposed, which allows to determine the optimal operating patterns of the evaporators at different operating schemes.*

**Keywords:** *an evaporator, energy efficiency, technology, process, materialbalance, model, evaporation pattern.*

## ВПЛИВ РІЗНИЦІ КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ КОЧЕННЮ ВЕДУЧИХ КОЛІС НА СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ ЗАНОСУ

**Клец Д.М., д.т.н., проф., Дубінін Є.О., д.т.н., доц., Слинченко І.В., асп.**

*Харківський національний автомобільно-дорожний університет*

**Полянський О.С., д.т.н., проф.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*Досліджено вплив різниці коефіцієнтів опору коченню лівих та правих ведучих коліс на стійкість автомобіля проти заносу. Отримано залежності, що зв'язують величини коефіцієнтів блокування міжосьових диференціалів з величиною співвідношення коефіцієнтів опору коченню коліс і геометричними параметрами автомобіля. Отримані залежності можуть бути реалізовані у програмному забезпеченні для імітаційного моделювання автомобілів, систем динамічної стабілізації та автомобільних тренажерів, а також у судовій автотехнічній експертизі.*

**Ключові слова:** *стійкість, опір коченню, диференціал, занос.*

**Вступ.** При коченні колеса з еластичною шиною дорогою з твердим покриттям вага автомобіля, що припадає на колесо, деформує шину і опорну поверхню. У передній половині плями контакту відбувається радіальне стиснення шини, яке супроводжується зменшенням радіусу від вільного до динамічного, а в задній половині контакту – зменшення стиснення, яке супроводжується збільшенням радіусу від динамічного до вільного. В результаті внутрішнього тертя в шині і відносно невеликого тертя між шиною і дорогою змінюється епюра елементарних нормальних реакцій і зміщується результуюча сила від осі обертання колеса на величину плеча опору коченню. При цьому вертикальна реакція створює відносно центру обертання колеса момент опору коченню. Момент опору коченню впливає на стійкість і керованість автомобіля в результаті несиметричності дотичних реакцій, що діють на його колеса. Несиметричність дотичних реакцій можлива, наприклад, при різних нормальних навантаженнях на праве і ліве колесо кожної з осей автомобіля. В результаті несиметричності дотичних реакцій створюється момент, що прагне повернути автомобіль відносно осі, перпендикулярної до площини руху.

При дії бічних сил (поворот автомобіля, поперечний ухил дороги, бічний вітер, рух нерівною опорною поверхнею) коефіцієнт опору коченню може значно зрости в результаті бічних деформацій шин. А зі збільшенням переданого через колесо крутного моменту зазначений коефіцієнт збільшується, як в результаті більшої тангенціальної деформації, так і в результаті збільшення роботи тертя в контактній шини з опорною поверхнею.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Фундаментальним дослідженням опору коченню присвячені роботи Є.О. Чудакова [10], В.І. Кнорова [4], Г.В. Зімелева [3], А.С. Шелухіна [11], В.О. Петрушова [8] та інших вчених. У зарубіжній літературі також опубліковано велику кількість праць з цього питання.

В роботі [5] автор зазначає, що на величину коефіцієнта опору коченню в загальному випадку впливають такі чинники:

- конструктивні: діаметр шини, ширина профілю шини, товщина профілю шини, рисунок протектора, число шарів корду, конструкція каркасу, величина моменту, який передається через шину;
- технологічні: матеріали, що використовуються, технологія виготовлення шин;
- експлуатаційні: тип і стан дороги, швидкість руху, вага, що припадає на колесо.

Зі збільшенням швидкості руху колеса коефіцієнт опору коченню, як правило зростає. При чому на рівних дорогах, при зміні швидкості від нуля до 70-80 км/год, збільшення невелике і може вважатися постійним. Починаючи з 80-90 км/год навіть на рівних дорогах зазначений коефіцієнт починає швидко збільшуватися [2]. Оптимізація конструкції шини, що поліпшує її енергетичні властивості, дозволяє знизити опір коченню коліс в 2-3 рази [2].

О.С. Литвиновим [6] спільно з Я.Є. Фаробіним був поставлений експеримент по визначенню моментів опору коченню шини 6,00-16 при кутах відведення, які змінюються в межах  $0-14^\circ$  при різних нормальних навантаженнях і різному тиску повітря в шині.

Визначено, що при русі автомобіля дорогою з твердим покриттям, коефіцієнт опору коченню збільшується зі зменшенням тиску повітря в шині. При передачі крутного моменту коефіцієнт трохи зростає, так як шина в цьому випадку деформується не тільки у вертикальному напрямку, а й по колу. При великому моменті, що передається, елементи протектора прослизують по дорозі, і на тертя в області контакту витрачається додаткова енергія.

Тертя в диференціалі розглянуто в роботі О.С. Литвинова [3]. Однак у зазначеній роботі не розглянуто вплив різниці коефіцієнтів опору коченню на ведучих колесах на величину додаткових складових бічних сил, що діють на передню і задню вісі автомобіля.

В роботі [1] наведені результати експериментальних досліджень вантажних автомобілів МАЗ і Урал з серійними (конічними) диференціалами і диференціалами вільного ходу і підвищеного тертя. Визначено, що при установці диференціалів підвищеного тертя значно знижується курсова стійкість автомобіля.

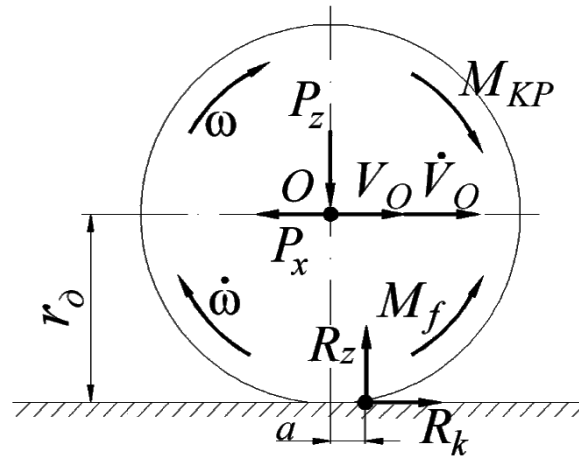
Однак в розглянутих вище дослідженнях не визначено умови виникнення заносу автомобіля при бортовій нерівномірності коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс і різних значеннях коефіцієнта блокування диференціала.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є визначення умов стійкого руху автомобіля при бортовій нерівномірності коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс. Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити динаміку ведучого моста автомобіля;

- оцінити стійкість автомобілів різної компоновки при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс різних бортів.

**Динаміка ведучого мосту автомобілю.** На рис. 1 приведена схема сил, моментів і реакцій, що діють на ведуче автомобільне колесо.



$P_z$  – вертикальна сила, що діє на колесо;  $R_z$  – вертикальна реакція на колесі;  $R_k$  – горизонтальна реакція дороги на колесо;  $M_{кр}$  – крутний (обертальний) момент на колесі;  $P_x$  – горизонтальна реакція на вісі колеса;  $\omega$  і  $\dot{\omega}$  – кутові швидкість і прискорення колеса;  $V_O$  і  $\dot{V}_O$  – лінійні швидкість і прискорення колеса;  $r_\delta$  – динамічний радіус колеса;  $M_f$  – момент опору коченню;  $a$  – плече тертя (коефіцієнт тертя кочення або коефіцієнт тертя другого роду)

Рис. 1. Схема сил, що діють на ведуче колесо автомобіля

У ведучого колеса крутний (обертальний) момент  $M_{кр}$  перевищує момент опору коченню, який визначається наступною залежністю

$$M_f = a \cdot R_z. \quad (1)$$

Тангенціальна (дотична) реакція на колесі  $R_k$  має позитивний напрямок, тобто збігається за напрямком з вектором швидкості  $V$ . Момент опору повітря обертанню колеса і сила опору повітря його поступальному переміщенню дуже малі і ними зазвичай нехтують.

Дотична реакція на колесі

$$R_k = \frac{M_{кр} - a \cdot R_z}{r_\delta} = P_{окр} - f \cdot R_z, \quad (2)$$

де:  $P_{окр}$  – окружна сила на колесі,  $f$  – коефіцієнт опору коченню



$$f = \frac{a}{r_0} \quad (3)$$

Занос автомобіля може виникнути внаслідок появи повертаючого моменту, обумовленого нерівномірністю дотичних реакцій на ведучих колесах протилежних бортів машини. Однією з причин появи бортової нерівномірності дотичних реакцій є зміна коефіцієнту опору коченню (рис. 2).



Рис. 2. Ділянка окружної дороги м. Харкова з різними значеннями коефіцієнту опору коченню  $f'$  і  $f''$

Поява різниці зазначених коефіцієнтів призводить до перерозподілу дотичних реакцій на колесах, при цьому міст прагне розвернутися навколо колеса, у якого більший опір коченню. Отже, колесо, що має меншу величину коефіцієнту опору коченню, є забігаючим, а більшу - відстаючим.

На рис. 3 приведена схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

Припустимо, що на забігаючому колесі реалізована гранична дотична реакція, яка дорівнює граничній силі зчеплення. В цьому випадку крутний момент на забігаючому колесі

$$M'_{кр} = (\varphi + f') \cdot R'_z \cdot r_0 = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z \cdot r_0 \quad (4)$$

Крутний момент на відстаючому колесі

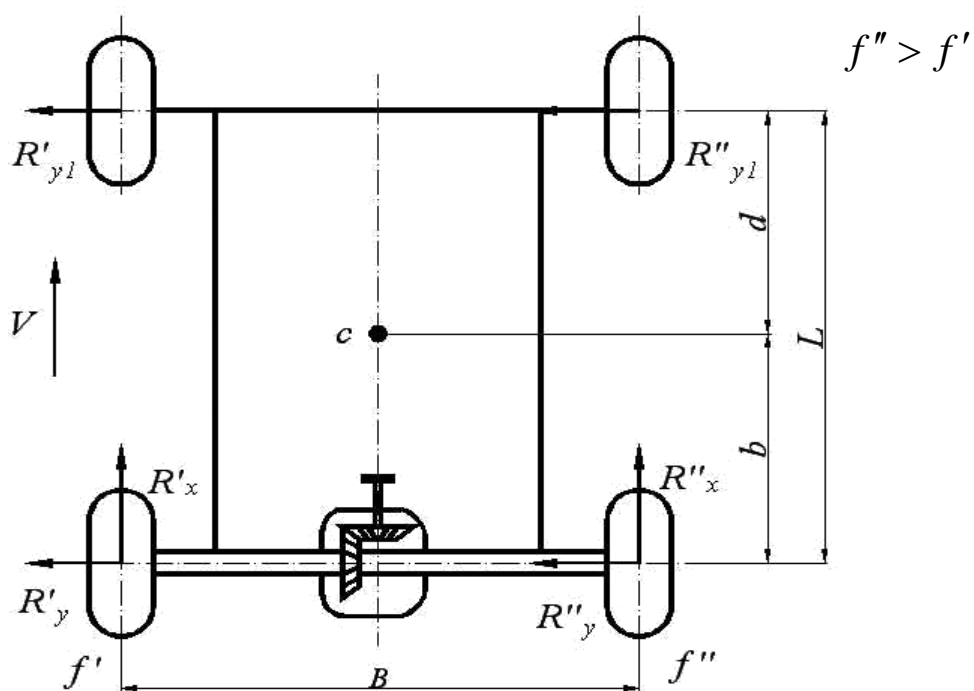
$$M''_{кр} = M'_{кр} \cdot \frac{1 - K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_0 \cdot \frac{1 - K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot r_0 \cdot \lambda_{0,1}, \quad (5)$$

де:  $K'$  – частка крутного моменту, яка припадає на забігаюче колесо,

$$K' = \frac{M'_{кр}}{M'_{кр} + M''_{кр}}; \quad (6)$$

$\lambda_{\text{бл}}$  – коефіцієнт блокування диференціалу,

$$\lambda_{\text{бл}} = \frac{1 - K'}{K'}. \quad (7)$$



$V$  – лінійна швидкість автомобіля;  $f'$  і  $f''$  – коефіцієнти опору коченню лівого і правого коліс,  $f'' > f'$ ;  $R'_y, R''_y$  – бічні реакції на лівому і правому колесах задньої осі;  $b, d$  – координати проекції центру мас автомобіля  $c$  на горизонтальну площину;  $R'_{yl}, R''_{yl}$  – бічні реакції на лівому і правому колесах передньої осі;  $B, L$  – колія і поздовжня колісна база автомобіля;  $R'_x, R''_x$  – дотичні реакції на лівому і правому колесах

Рис. 3. Схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс

Дотичні реакції на ведучих колесах

$$R'_x = \frac{M'_{кр}}{r_0} - f' \cdot R'_z = 0,5 \cdot (\varphi + f') \cdot R_z - 0,5 \cdot f' \cdot R_z = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z; \quad (8)$$

$$R_x'' = \frac{M''_{kp}}{r_0} - f'' \cdot R_z'' = 0,5 \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot \lambda_{\delta l} - 0,5 \cdot f'' \cdot R_z. \quad (9)$$

Обертальний момент, що виникає на осі автомобіля

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R_x'' - R_x'). \quad (10)$$

Бічна сила, яку здатна сприймати вісь автомобіля без бокового ковзання

$$R_y = R_y' + R_y'' = R_y'' = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z''^2 - R_x''^2}. \quad (11)$$

Величина  $R_y' = 0$ , оскільки на забігаючому колесі ми допустили рівність дотичної реакції граничній силі за зчепленням. Враховуючи що  $R_z'' = 0,5 \cdot R_z$  та, підставивши (9) в (11), отримаємо після перетворень

$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left[ \left( 1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\delta l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}. \quad (12)$$

Після підстановки (8) та (9) в (10), отримаємо

$$M_{нов} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (\lambda_{\delta l} - 1). \quad (13)$$

Вираз під коренем в рівнянні (12) більше нуля при

$$\lambda_{\delta l} < \frac{f''}{\varphi + f''}, \quad (14)$$

Оскільки в іншому випадку вісь автомобіля не здатна сприймати бічну силу, це означає, що бічна стійкість вісі забезпечується при  $R_x'' < R_x'$  та  $M_{нов} < 0$  (залежність (10)). Тому вираз (13) слід перетворити до виду

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R'_x - R''_x) = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_z \cdot (1 - \lambda_{\delta_l}). \quad (15)$$

**Стійкість автомобіля при різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс різних бортів.**

Коефіцієнт стійкості автомобіля

$$K_{cm} = \frac{M_{cm\bar{b}}}{M_{нов}} = \begin{cases} \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_2}} & \text{— для задньопривідного автомобіля} & (16) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1}} & \text{— для передньопривідного автомобіля} & (17) \\ \frac{R_{y_2} \cdot L}{M_{нов_1} + M_{нов_2}} & \text{— для повнопривідного автомобіля} & (18) \end{cases}$$

де:  $M_{cm\bar{b}}$  — стабілізуючий момент,

$$M_{cm\bar{b}} = R_{y_2} \cdot L; \quad (19)$$

$R_{y_2}$  — максимальна можлива бічна реакція дороги на задній вісі автомобіля;  $M_{нов_1}; M_{нов_2}$  — обертальні моменти на передній і задній ведучих вісях відповідно

$$M_{нов_1} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_1} \cdot (1 - \lambda_{\delta_l}); \quad (20)$$

$$M_{нов_2} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f'') \cdot R_{z_2} \cdot (1 - \lambda_{\delta_l_2}). \quad (21)$$

Очевидно, що умову стійкості буде забезпечено при  $K_{cm} \geq 1$ . Умова відсутності бічного відведення за рахунок бічного ковзання передньої вісі під дією обертального моменту

$$R_{y_1} \cdot L \geq \begin{cases} M_{нов_2} & \text{— для задньопривідного автомобіля} & (22) \\ M_{нов_1} & \text{— для передньопривідного автомобіля} & (23) \\ M_{нов_1} + M_{нов_2} & \text{— для повнопривідного автомобіля} & (24) \end{cases}$$

де:  $R_{y_1}$  – максимально можлива бічна реакція дороги на передній вісі автомобіля.

Максимально можливі бічні реакції дороги на вісях автомобіля

$$R_{y_2} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_2} \cdot \sqrt{1 - \left[ \left( 1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\sigma_l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для передньо- і} \\ & \text{повнопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (25)$$

$$\begin{cases} \varphi \cdot R_{z_2} & \text{– для задньопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (26)$$

$$R_{y_1} = \begin{cases} 0,5 \cdot \varphi \cdot R_{z_1} \cdot \sqrt{1 - \left[ \left( 1 + \frac{f''}{\varphi} \right) \cdot \lambda_{\sigma_l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2} & \text{– для задньо- і} \\ & \text{повнопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (27)$$

$$\begin{cases} \varphi \cdot R_{z_1} & \text{– для передньопривідного} \\ & \text{автомобіля} \end{cases} \quad (28)$$

В виразах (25)-(28) параметри з індексом «1» відносяться до передньої вісі автомобіля, а з параметрами «2» – до задньої вісі. При рівномірному русі, нехтуючи впливом аеродинамічної сили, отримаємо

$$R_{z_1} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L}; \quad (29)$$

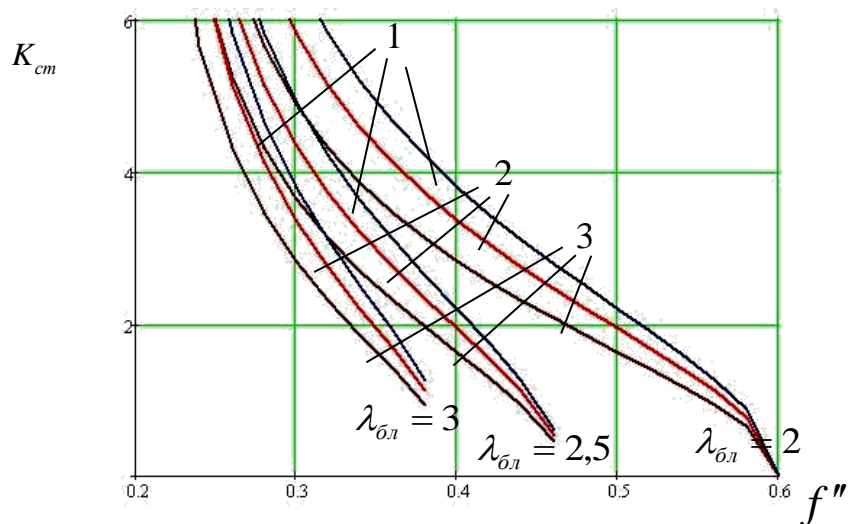
$$R_{z_2} = m \cdot g \cdot \frac{d}{L}, \quad (30)$$

де:  $m$  – загальна маса автомобіля.

Підставляючи вирази (20), (21), (25)-(30) в рівняння (16), (17), (18), отримаємо після перетворень

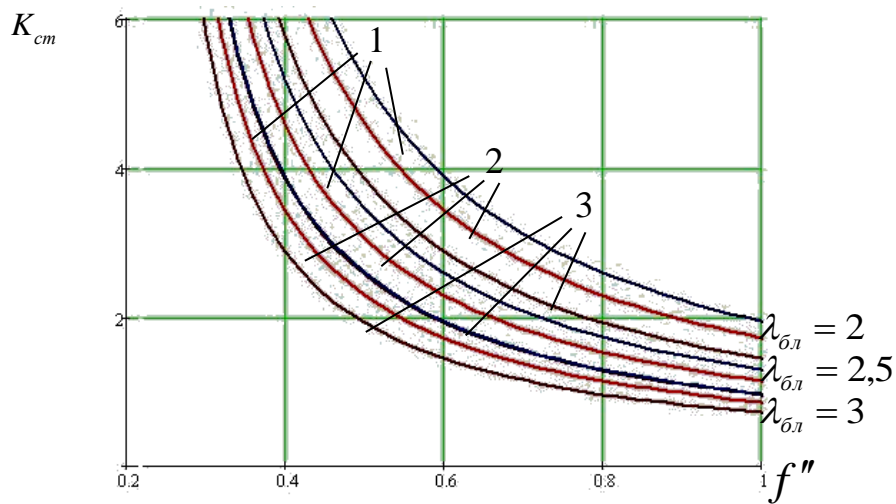
$$K_{cm} = \begin{cases} 2 \frac{L}{B} \frac{\sqrt{1 - \left[ \left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \lambda_{\sigma l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \cdot (1 - \lambda_{\sigma l})} & \text{– для задньопривідного автомобіля} & (31) \\ 4 \frac{L}{B} \cdot \frac{\varphi \cdot d/b}{(\varphi + f'') \cdot (1 - \lambda_{\sigma l})} & \text{– для передньопривідного автомобіля} & (32) \\ 2 \frac{d}{B} \cdot \frac{\sqrt{1 - \left[ \left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \lambda_{\sigma l} - \frac{f''}{\varphi} \right]^2}}{\left(1 + \frac{f''}{\varphi}\right) \cdot (1 - \lambda_{\sigma l}) \cdot L} & \text{– для повнопривідного автомобіля} & (33) \end{cases}$$

Графіки залежностей  $K_{cm}(\lambda_{\sigma l})$  при різних значеннях  $f''$  для автомобілів кожного із зазначених типів наведені на рис. 4, 5, 6. Стійкість автомобіля проти заносу забезпечується при  $K_{cm} \geq 1$ .



1 –  $L/B = 1,9$  (BMW 318i); 2 –  $L/B = 1,68$  (VW 1600); 3 –  $L/B = 1,41$  (MCC Smart)

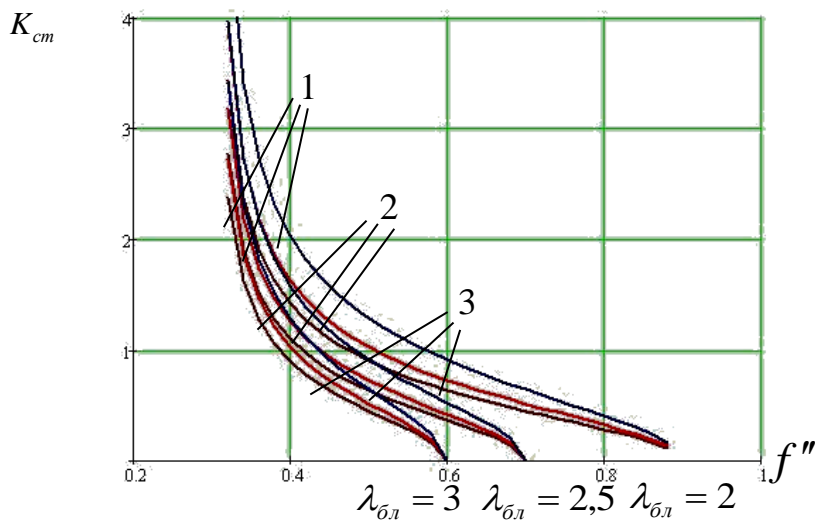
Рис. 4. Залежність  $K_{cm} = K_{cm}(f'')$  для задньопривідного автомобіля при різних значеннях  $L/B$



1 –  $\Phi = 2,03$  (ALFA Romeo 166); 2 –  $\Phi = 1,91$  (SEAT Toledo 1,8); 3 –  $\Phi = 1,8$  (BA3-2110)

Рис. 5. Залежність  $K_{cm} = K_{cm}(f'')$  для передньопривідного автомобіля при різних значеннях

$$\text{параметра } \Phi = \frac{L \cdot d}{B \cdot b}$$



1 –  $d/B = 1,0$  (FORD Explorer); 2 –  $d/B = 0,8$  (BA3-21213); 3 –  $d/B = 0,7$  (AUDI A6 1,8 Quattro)

Рис. 6. Залежність  $K_{cm} = K_{cm}(f'')$  для повнопривідного автомобіля при різних значеннях  $d/B$

### Висновки.

1. Отримані залежності (31) – (33) дозволяють оцінити стійкість автомобіля проти заносу і бічного відведення при наявності бортової нерівномірності коефіцієнтів опору коченню лівих і правих ведучих коліс.

2. Зниження коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою, як видно з системи рівнянь (31) – (33), збільшує небезпеку заносу при існуванні різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс.

3. При попаданні одного з ведучих коліс задньопривідного автомобіля на ділянку дороги з коефіцієнтом  $f \geq 0,35$  (пухкий сніг, ґрунтова дорога в період бездоріжжя), можливе зниження  $K_{cm}$  менше одиниці. Для повнопривідних автомобілів  $K_{cm} \leq 1$  при попаданні на ділянку з  $f \geq 0,4$  (заболочена місцевість). Передньопривідні автомобілі більш стійкі проти заносу в тяговому режимі руху, ніж повно- і задньопривідні.

### Список використаних джерел

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. М: Машиностроение, 1987. – 176 с.
2. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: [навч. посібник] / В. П. Волков. – Харків: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
3. Зимелев Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. - М.: Машгиз, 1959. – 312 с.
4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 237 с.
5. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я. Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. - 230 с.
7. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля / Я.М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1947 – 156 с.
8. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности / В. А. Петрушов // Автомобильная промышленность, 1963. - № 12. – С. 21–24.
9. Подригало М. А. Динамика автомобиля: [монография] / [Подригало М.А., Волков В.П., Клец Д. М. и др.]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
10. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
11. Шелухин А. С. Анализ потерь на качение пневматических шин в условиях движения автомобиля по дороге с твердым покрытием / А. С. Шелухин // сб.: Труды НАМИ. - М.: изд. НАМИ, 1965. - Вып. 79. - С. 21-45.



## Аннотация

### ВЛИЯНИЕ РАЗНОСТИ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРОТИВ ЗАНОСА

Клец Д.М., Дубинин Е.О., Полянский А.С., Слинченко И.В.

*Исследовано влияние разности коэффициентов сопротивления качению левых и правых ведущих колес на устойчивость автомобиля против заноса. Получены зависимости, связывающие величины коэффициентов блокировки межосевых дифференциалов с величиной соотношения коэффициентов сопротивления качению колес и геометрическими параметрами автомобиля. Полученные зависимости могут быть реализованы в программном обеспечении для имитационного моделирования автомобилей, систем динамической стабилизации и автомобильных тренажеров, а также в судебной автотехнической экспертизе.*

**Ключевые слова:** *устойчивость, сопротивление качению, дифференциал, занос.*

## Abstract

### INFLUENCE OF DIFFERENCE OF LEADING WHEELS ROLLING RESISTANCE COEFFICIENTS ON THE VEHICLE STABILITY AGAINST SKIDDING

D. Klets, Ye. Dubinin, O. Polyanskyi, V. Slinchenko

*The influence of the difference in the rolling resistance coefficients of the left and right drive wheels on the stability of vehicle against skidding is investigated. Dependences that connect the values of the blocking coefficients for the axle differentials with the ratio of the wheels rolling resistance coefficients and the vehicle geometrical parameters are obtained. The got dependences can be realized in software for the imitation design of cars, systems of the dynamic stabilizing and car trainers, and also in judicial vehicle examination.*

**Key words:** *stability, rolling resistance, differential, skidding.*

## ДІАГНОСТУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ОКРЕМИХ ЦИЛІНДРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ МЕТОДОМ ЇХ ВІДКЛЮЧЕННЯ

**Молодан А.О., к.т.н., доц., докторант**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

*Отримане рівняння потужності для суміщених режимів при діагностуванні, використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів та різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів, потім іншої групи циліндрів з однаковим числом циліндрів та обох груп циліндрів разом.*

*Визначена потужність двигуна при діагностуванні, що розвивається досліджуваним циліндром, якщо досліджуваний циліндр справний, з допомогою оцінки додаткової потужності привода на режимі номінальної частоти обертання колінчатого валу*

**Ключові слова:** *діагностування, автотракторний двигун, потужність одного циліндру, відключений циліндр, механічні втрати, метод розгону.*

**Вступ.** У разі використання загальної системи діагностування двигун в цілому виступає в якості об'єкта діагностування. Воно може проводитися при встановленні транспортного засобу (автомобіля, трактора і т.п.) на стаціонарних гальмівних стендах з біговими барабанами (наприклад, на стенд КІ-4856) [1]. На таких стендах здійснюється функціональне діагностування двигуна за такими діагностичними параметрами, як ефективна потужність, питома витрата палива, вміст окису вуглецю у відпрацьованих газах і т.п. Діагностування ведеться в основному зовнішніми засобами, тобто як правило, всі датчики та вимірювальна діагностична апаратура знаходяться на стенді [2].

Незважаючи на безперечні переваги, складні і дорогі стаціонарні стенди для діагностування двигунів спільно з установками не завжди економічно виправдано, особливо, коли здійснюється діагностування окремих агрегатів, механізмів і систем двигунів, тобто створюються локальні системи діагностування.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Для автотракторних двигунів розроблені парціальний і диференціальний методи [3, 4], що дозволяють проводити діагностування працюючих двигунів на гальмівних стендах (як правило, електричних) малої потужності або без звичайних гальмівних пристроїв. В цьому випадку для діагностування використовуються різні переносні прилади чи їх сукупність у вигляді пересувних або переносних стендів типу мотор-тестер, автотестер [2]. Парціальний і диференціальний методи засновані на виключенні із роботи окремих циліндрів [4]. Перший метод передбачає поділ циліндрів двигуна на групи, по черзі вимикати з роботи, другий метод – почергову роботу двигуна на одному циліндрі при

вимкнених інших. Циліндри відключаються при припиненні подачі в них палива. Обидва методи передбачають проведення випробувань на режимі номінальної частоти обертання колінчатого валу двигуна при повній подачі палива в циліндри працюють. При цьому проводиться діагностування як працюючих, так і непрацюючих циліндрів [4]. При виключенні циліндрів створюється навантаження на працюючі циліндри.

У разі використання парціального методу навантаження, створювана при відключенні групи непрацюючих циліндрів, недостатня для забезпечення номінальної частоти обертання колінчатого валу. Цей недолік методу усувають застосуванням пристроїв, що довантажують. В якості цих пристроїв використовуються або гальмівні пристрої стенду, або внутрішні споживачі потужності транспортної установки (трактори, тепловози тощо).

**Мета і постановка задачі.** Метою даного дослідження є діагностування потужності окремого циліндру за допомогою різниці показань між першим та наступними розгонами з відключеним циліндром для якого визначається індикаторна потужність.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі дослідження:

– визначити потужність групи циліндрів при діагностуванні у разі відомої потужності довантаження, що перевіряються з рівняння балансу потужності;

– отримати рівняння потужності при діагностуванні для суміщених режимів використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів та різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів, потім іншої групи циліндрів з однаковим числом циліндрів та обох груп циліндрів разом;

– визначити потужність двигуна, що розвивається досліджуванним циліндром при діагностуванні з допомогою оцінки додаткової потужності привода на режимі номінальної частоти обертання колінчатого валу.

**Постановка питання визначення потужності окремого циліндра автотракторного двигуна шляхом діагностування при його відключенні.** Для визначення потужності групи циліндрів, що перевіряються треба виходити з рівняння балансу потужності [5-6]. У разі відомої потужності довантаження (за вимірами на установці) рівняння має наступний вигляд

$$z_p N_{iц} = N_m + N_{доп}, \quad (1)$$

де:  $z_p$  – число працюючих циліндрів;  $N_{iц}$  – індикаторна потужність одного циліндра;  $N_m$  – потужність механічних втрат двигунів;  $N_{доп}$  – додаткова потужність допоміжної установки.

Звідки

$$N_{iц} = (N_m + N_{доп}) / z_p \quad \text{і} \quad N_{ец} = \eta_m N_{iц}, \quad (2)$$

де:  $N_{e_{ц}}$  – ефективна потужність одного циліндра (з числа працюючих);  
 $\eta_m$  – механічний ККД двигуна при повній циклової подачі палива на номінальному режимі.

Ці розрахунки справедливі при допущенні рівності потужності механічних втрат двигуна для двох суміщених режимів: при роботі з вимкненими циліндрами і при роботі всіх циліндрів. Експериментальні дослідження, проведені на автотракторних двигунах, підтверджують правомірність цього припущення [1, 2].

Похибка визначення потужностних показників [7] при ретельному проведенні вимірювань наближається до похибки гальмівного методу. Крім того, парціальний метод доцільно застосовувати у разі визначення ефективної потужності двигуна  $N_e$ . Якщо вироблено відключення групи циліндрів  $z_k$  із загального числа циліндрів  $z$ , то ефективна потужність працюючих циліндрів ( $z - z_k$ )

$$N_{e, z-z_k} = N_{m z_k} + N_{\text{дод} z_k}, \quad (3)$$

де:  $N_{m z_k}$  – потужність механічних втрат відключених циліндрів;  
 $N_{\text{дод} z_k}$  – потужність довантаження при відключених циліндрах.

Так як

$$N_{m z_k} = N_{i z_k} - N_{e z_k}, \quad (4)$$

де  $N_{i z_k}$  і  $N_{e z_k}$  – індикаторна і ефективна потужність двигуна при відключенні  $z_k$  циліндрів.

Отже,  $N_{i z_k} = N_e - N_{\text{дод} z_k}$ .

Використовуючи рівність індикаторної потужності [4] відключених циліндрів різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів ( $z_k$ ), потім іншої групи циліндрів ( $z_m$ ) з однаковим числом циліндрів ( $z_k = z_m$ ) і, нарешті, обох груп циліндрів разом, отримуємо рівняння потужності для суміщених режимів

$$N_{i z_k} = N_e - N_{\text{дод} z_k}, \quad (5)$$

$$N_{i z_m} = N_e - N_{\text{дод} z_m}, \quad (6)$$

$$N_{i, z_k+z_m} = N_e - N_{\text{дод}, z_k+z_m}. \quad (7)$$

Підсумовуючи рівняння (5) та (6) і віднімаючи (7), отримуємо вираз для ефективної потужності двигуна

$$N_e = N_{\text{дод } z_k} + N_{\text{дод } z_m} - N_{\text{дод, } z_k + z_m}. \quad (8)$$

Всі три члени правої частини рівняння (8) визначаються їх вимірами на трьох режимах при постійній частоті обертання колінчатого валу двигуна і незмінному положенні рейки паливного насоса високого тиску.

При диференціальному методі, навантаження на одного працюючого циліндра непрацюючими циліндрами (особливо у багаточиліндрового двигуна) призводить до перевантаження працюючого циліндра (при повній циклової подачі палива), і для забезпечення номінальної частоти обертання колінчатого валу необхідно підключення зовнішнього джерела енергії. Як правило, для цієї мети може бути використаний невеликий стенд з електродвигуном або навісний електропривод з динамометричним пристроєм [2].

Потужність, що розвивається досліджуваним циліндром, визначається з допомогою оцінки додаткової потужності привода на режимі номінальної частоти обертання колінчатого валу двигуна.

Якщо досліджуваний циліндр справний, то при роботі він розвиває номінальну ефективну потужність [8]

$$N_{e1n} = N_m - N_m / z - N_{\text{дод } 1n}, \quad (9)$$

де:  $N_m$  – потужність механічних втрат двигуна на номінальному режимі;  
 $N_{\text{дод } 1n}$  – додаткова потужність привода при роботі на одному циліндрі;  
 $z$  – число циліндрів двигуна.

При відхиленні значень показників від номінальних рівняння (9) має вигляд

$$N_{e1} = N_m - N_m / z - N_{\text{дод } 1}, \quad (10)$$

Віднімаючи з рівняння (9) рівняння (10), отримуємо

$$N_{e1n} - N_{e1} = N_{\text{дод } 1} - N_{\text{дод } 1n}. \quad (11)$$

Таким чином, відхилення ефективної потужності одного циліндра від номінального значення дорівнює відхиленню додаткової потужності від її номінального значення. Отже,  $\Delta N_{e1} = N_{\text{дод } 1} - N_{\text{дод } 1n}$ .

Номінальна додаткова потужність

$$\begin{aligned}
 N_{\text{дод1н}} &= N_{\text{м}} - N_{i1н} = N_{\text{м}} [1 - N_{iн} / (zN_{\text{м}})] = \\
 &= N_{\text{м}} [1 - 1 / (zN_{\text{м}} / N_{iн})] = N_{\text{м}} \{1 - 1 / [z(1 - \eta_{\text{м.н}})]\},
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

де:  $\eta_{\text{м.н}}$  – номінальне значення механічного ККД двигуна.

У практиці досліджень для оцінки роботи окремого циліндра використовується [9, 10] ступінь додаткової потужності при забезпеченні номінального режиму по частоті обертання  $\delta_{\text{дод1н}} = N_{\text{дод1н}} / N_{eн}$ .

З урахуванням того, що  $N_{\text{м.н}} / N_{eн} = 1 / \eta_{\text{м.н}} - 1$ , отримуємо  $\delta_{\text{дод1н}} = \{1 - 1 / [z(1 - \eta_{\text{м.н}})]\} \cdot (1 / \eta_{\text{м.н}} - 1)$ .

Найважливішою умовою отримання надійних результатів при діагностуванні двигунів з допомогою безгальмівних методів навантаження є дотримання теплового режиму. Температура охолоджуючої води і мастила в картері повинна бути не вище 75 °С, так як температурний режим мастильної системи і системи охолодження визначає рівень механічних втрат двигуна. Для чотиритактних дизелів при використанні безгальмівного навантаження довантаження двигуна може бути здійснена шляхом дроселювання газів на випуску з двигуна. Це додаткове навантаження можна отримати як для відключених, так і для працюючих циліндрів установкою на випускному трубопроводі пристрою з дросельної заслінкою і манометром. Перед заслінкою для зменшення коливань протитиску встановлюють ресивер.

Крім гальмових і безгальмівних методів навантаження двигунів при перевірці потужностних показників може бути застосований метод розгону двигуна до максимальної частоти обертання холостого ходу при різкому збільшенні подачі палива.

Потужність вимірюють на прогрітому двигуні. Розгін здійснюється різким відкриттям дросельної заслінки або рейки насоса подачі палива від мінімально стійкої частоти обертання колінчатого валу холостого ходу до максимального. Процес одного виміру триває не більше 5 с, а з урахуванням допоміжного часу близько 3 хв. Прилад досить точний [11], різниця у визначенні потужності на стенді і з допомогою приладу не перевищує 3%.

Для виміру потужності, що розвивається окремими циліндрами, спочатку здійснюється розгін двигуна для визначення повної потужності. Потім відключається циліндр, потужність якого потрібно виміряти, і повторюється розгін. По різниці показань між першим і другим розгонами визначається індикаторна потужність у відключеному циліндрі.

Висновки з даного дослідження. Визначена потужність групи циліндрів при діагностуванні у разі відомої потужності довантаження, що перевіряються з рівняння балансу потужності.

Отримане рівняння потужності для суміщених режимів при діагностуванні використовуючи рівність індикаторної потужності відключених циліндрів та різниці ефективної потужності двигуна і потужності довантаження при послідовному відключенні спочатку однієї групи циліндрів, потім іншої

групи циліндрів з однаковим числом циліндрів та обох груп циліндрів разом.

Визначена потужність двигуна, що розвивається досліджуваним циліндром при діагностуванні з допомогою оцінки додаткової потужності привода на режимі номінальної частоти обертання колінчатого валу.

### Список використаних джерел

1. Молодан А.О. Вплив відключення частини циліндрів на режим роботи двигуна під навантаженням / А.О. Молодан // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка: Проблеми надійності машин. – 2018. – Вип. 192. – С. 195-203.
2. Молодан А.А. Оценка технического состояния цилиндро-поршневой группы двигателя с учетом разделения потоков газов, проходящих в картер: дис. канд. техн. наук. – Харьков, ХНАДУ, 2011. – 184 с.
3. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д.В. Абрамов, Р.О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2016. – №2 (28). – С. 16–21.
4. Медведев А.Н. Повышение топливной экономичности и экологической безопасности дизельных двигателей / А.Н. Медведев, Е.П. Меркулов // Научный вестник: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЧВАИ, 2003. – №16 – С. 38-45.
5. Подригало М.А. Визначення потужності двигуна при русі автомобіля / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Д. М. Клец [та ін.] // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей сьомої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квітня 2011 року. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011.– С. 189.
6. Абрамов Д.В. Розробка експериментального методу визначення потужності двигуна при русі автомобіля по дорозі / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей дев'ятої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 17–18 квітня 2013 року. – Х.:ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2013. – С. 238.
7. Абрамов Д.В. Експериментальні дослідження потужності двигуна автомобіля в дорожніх умовах / Д.В. Абрамов, В.О. Тесля // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: зб. тез доповідей V науково-практичної конференції 28 березня 2013. – Х.: Академія внутрішніх військ МВС України, 2013. – С. 99.
8. Молодан А.О. Зміна потужності автотракторного двигуна колісної машини з вимкненим циліндром / А.О. Молодан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: Науковий журнал. – Харків: ННІ ТС, ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2018. – С. 198-205.
9. Molodan A. 2018. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyansky, M. Potapov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. Vol.20. No.1 . 99-103.

10. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для ВУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. [Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова] // 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
11. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Мостова А. М., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

## **Аннотация**

### **ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ОТДЕЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МЕТОДОМ ИХ ОТКЛЮЧЕНИЯ**

А.А. Молодан

*Получено уравнение мощности для совмещенных режимов при диагностировании, используя равенство индикаторной мощности отключенных цилиндров и разницы эффективной мощности двигателя и мощности догрузки при последовательном отключении сначала одной группы цилиндров, затем другой группы цилиндров с одинаковым числом цилиндров и обеих групп цилиндров вместе.*

*Определена мощность двигателя при диагностировании, которая развивается исследуемым цилиндром, если исследуемый цилиндр исправный, с помощью оценки дополнительной мощности привода на режиме номинальной частоты вращения коленчатого вала.*

## **Abstract**

### **DIAGNOSING THE POWER OF INDIVIDUAL CYLINDERS OF AUTOMOBILE AND TRACTOR ENGINES BY SHUTTING THEM OFF**

A. Molodan

*A power equation is obtained for combined modes in diagnosing using the equality of the indicated power of the disconnected cylinders and the difference between the effective power of the engine and the power of the additional load when first disconnecting one cylinder group, then another cylinder group with the same number of cylinders and both cylinder groups together.*

*The engine power was determined during the diagnosis, which is developed by the cylinder under study, if the cylinder under study is in good condition, by estimating the additional power of the drive in the rated speed mode of the crankshaft.*



## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ ПРОТИ ЗАНОСУ НА ДОРОЗІ З НИЗЬКИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ

Кайдалов Р.О., д.т.н., доц., Літвінов О.В., к.т.н., Кудімов С.А., ад'юнкт.  
Національна академія Національної гвардії України

Подригало М.А., д.т.н., проф.

Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка

*В даній статті запропоновано підхід до забезпечення стійкості руху при розгоні повнопривідного автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. Описаний підхід базується на перерозподілі величин крутних моментів між осями автомобіля. Наведені аналітичні залежності прискорення автомобіля від швидкості. Запропонована методика вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для руху на дорогах з найменш можливим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.*

**Введення.** Повнопривідні автомобілі, як показали раніше проведенні дослідження, володіють високою стійкістю проти бокового заносу. Однак при зменшенні коефіцієнту зчеплення коліс автомобіля з дорогою (мокра або засніжена, обледеніла дорога) показники курсової стійкості в значному ступені зменшуються, що може привести до заносу вказаних автомобілів. Рішення задачі по підвищенню курсової стійкості особливо актуальна для повнопривідних автомобілів, які використовуються в Національній гвардії України та інших силових структурах в різних дорожніх умовах.

В даній статті визначені можливі шляхи підвищення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою та надані конкретні рекомендації по реалізації поставленої задачі.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Для оцінки курсової стійкості автомобіля проти заносу в роботах [1,2] використовується показник – коефіцієнт стійкості, який являє собою відношення моменту опору боковому заносу задньої вісі до моменту, який збуджує вказаний занос

$$K_{cm} = \frac{M_{stab}}{M_{zbyd}} = \frac{b R_{\delta 2max}}{a R_{\delta 1max}}, \quad (1)$$

де:  $M_{stab}; M_{zbyd}$  – стабілізуючий та збуджуючий момент, виникаючий при появі тенденції автомобіля до заносу;

$$M_{\text{стаб}} = R_{\delta 2 \max} \cdot b; \quad (2)$$

$$M_{\text{збюд}} = R_{\delta 1 \max} \cdot a; \quad (3)$$

де:  $a; b$  – відстань від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину, що проходить через вказані вісі;

$$a + b = L; \quad (4)$$

де:  $L$  – поздовжня колісна база.

$R_{\delta 2 \max}; R_{\delta 1 \max}$  – максимальні сумарні за умовою зчеплення коліс з дорогою бокові реакції на передній та задній вісі автомобіля.

В роботах [1-3] визначена залежність коефіцієнта стійкості  $K_{cm}$  від геометричних, силових, швидкісних параметрів та швидкості автомобіля яка має наступний вигляд

$$K_{cm} = \sqrt{\frac{\varphi^2 \left[ g \frac{b}{L} + \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right) \frac{h - r_d}{L} \right]^2 - (1 - K_R)^2 \frac{b^2}{a^2} \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right)^2}{\varphi^2 \left[ g \frac{b}{L} - \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right) \frac{h - r_d}{L} \right]^2 - K_R^2 \left( \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 + \dot{V}_a \right)^2}}, \quad (5)$$

де:  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\dot{V}_a$  – лінійне прискорення автомобіля;  $C_x$  – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;  $\rho$  – щільність повітря;  $F$  – площа лобового перетину (міделю) автомобіля;  $m_a$  – маса автомобіля;  $h$  – висота центра мас автомобіля;  $r_d$  – динамічний радіус коліс автомобіля;  $K_R$  – коефіцієнт розподілу сумарної дотичної реакції на передню вісь

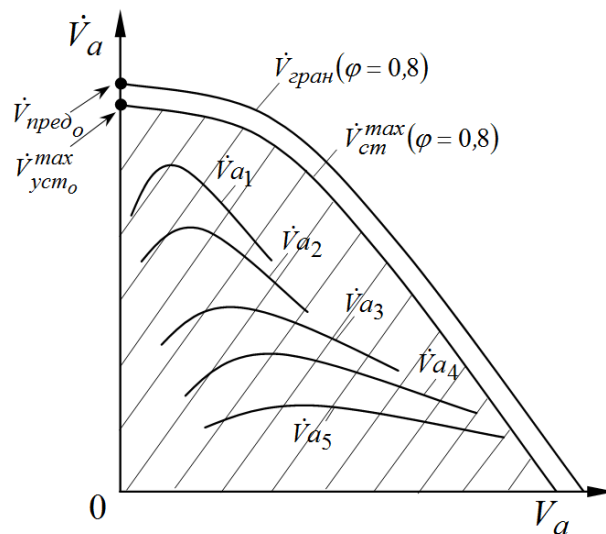
$$K_R = \frac{R_{K_1}}{R_{K_1} + R_{K_2}}; \quad (6)$$

$R_{K_1}; R_{K_2}$  – сумарні дотичні реакції дороги на колеса передньої і задньої осей.

В роботах [1,2,3], з умови забезпечення  $K_{cm} \geq 1$  отримана залежність для визначення максимального за умовою стійкості прискорення автомобіля

$$\dot{V}_{cm}^{\max} = \frac{\varphi^2 g \frac{b}{a} \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] - \frac{b^2}{a^2} (K_R - 0,5)} - \frac{C_x}{2m_a} \rho F V_a^2. \quad (7)$$

При  $\dot{V}_a \leq \dot{V}_{cm}^{\max}$  рух автомобіля стійкий [1,2,3] а при  $\dot{V}_a \geq \dot{V}_{cm}^{\max}$  – нестійке [1,2,3]. На рис.1 представлені графіки залежності  $\dot{V}_a(V)$  для повнопривідного автомобіля. Заштрихована область нижче кривої  $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$  – відповідає зоні стійкого руху, а область вище вказаної кривої – зони нестійкого руху.



$\dot{V}_{a_1}; \dot{V}_{a_2}; \dot{V}_{a_3}; \dot{V}_{a_4}; \dot{V}_{a_5}$  – прискорення автомобіля на різних передачах;  $\dot{V}_{гран}(V_a)$  – залежність граничного за умовою зчеплення ( $\varphi = 0,8$ ) прискорення від швидкості;  $\dot{V}_{cm}^{\max}(V_a)$  – залежність від швидкості максимальної за умови стійкості прискорення автомобіля (при  $\varphi = 0,8$  – сухий асфальт).

Рис. 1. – Залежність  $\dot{V}_a(V_a)$  для повнопривідного автомобіля (зона стійкого руху заштрихована)

На вказаному графіку також приведена залежність граничного за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення від швидкості автомобіля, отримана в роботах [2-4]

$$\dot{V}_{гран} = \varphi g - \frac{C_x}{2m_a} \rho F V_a^2. \quad (8)$$

В роботі [5] доказано, що для отримання  $K_{cm} = 1$  необхідно здійснювати регулювання перерозподілу сумарної дотичної реакції дороги на передню вісь по закону

$$K_R^{id} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left(1 - \varphi^2 \frac{h - r_d}{b} \left[ \frac{2g \frac{a}{L}}{\dot{V}_a + \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2} - \frac{h - r_d}{L} \left(1 - \frac{a}{b}\right)\right] \right)}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (9)$$

З рівнянь (7) та (8) видно, що зі зменшенням коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  відбувається зміщення графіків  $\dot{V}_{cm}^{max}(V_a), \dot{V}_{zpan}(V_a)$  донизу, що при певному значенні  $\varphi = \varphi_2$  призведе до попадання дійсних прискорень  $\dot{V}_a$  автомобіля в нестійку зону. Дані обставини й визначають необхідність проведення дійсного дослідження.

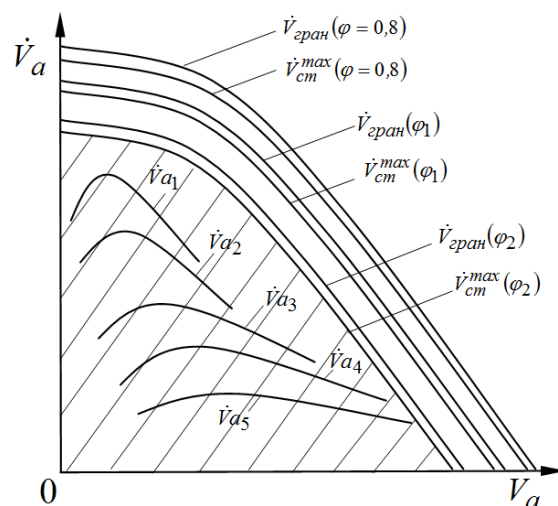


Рис. 2 – Зміна зони стійкого руху повнопривідного автомобіля при зменшенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою  $\varphi_2 < \varphi_1 < 0,8$

**Мета та постановка завдання дослідження.** Метою дослідження є забезпечення курсової стійкості повнопривідних автомобілів на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою шляхом раціонального вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- отримати аналітичні залежності лінійного прискорення від швидкості автомобіля на різних передачах;
- визначити раціональний розподіл дотичних реакцій між осями автомобіля за умови забезпечення стійкості автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою.

**Визначення аналітичної залежності прискорення автомобіля від швидкості.** Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна використовується емпірична залежність запропонована С.Р.Лейдерманом [6]

$$Ne = N_{e \max} \left( A_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + A_2 \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \quad (10)$$

де:  $N_{e \max}$  – максимальна ефективна потужність двигуна;  $\omega_N$  – кутова швидкість колінчатого вала при  $Ne = N_{e \max}$ ;  $\dot{V}_a$  – лінійне прискорення автомобіля;  $A_1, A_2$  – емпіричні коефіцієнти [6] таблиця 1.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів  $A_1, A_2$

Тип двигуна	Коефіцієнт	
	$A_1$	$A_2$
Карбюраторний	1	1
Дизель з прямоструменевим розпилюванням	0,5	1,5
Дизель з передкамерою	0,6	1,4
Дизель з вихровою камерою	0,7	1,3

Ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згорання

$$Me = \frac{Ne}{\omega_e} = \frac{N_{e \max}}{\omega_N} \left( A_1 + A_2 \frac{\omega_e}{\omega_N} - \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} \right). \quad (11)$$

Тягова сила на ведучих колесах автомобіля

$$P_k = Me \cdot \eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_k \frac{u_k}{r_d}, \quad (12)$$

де:  $\eta_{mp}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  $u_k; u_o$  – передаточні числа головної передачі і коробки передач автомобіля.

З рівняння динаміки поступального руху визначимо прискорення автомобіля

$$\dot{V}_a = \frac{P_k - m_a g \psi - 0,5 C_x \rho F V_a^2}{m_a \delta_{ep}}, \quad (13)$$

де:  $\psi$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;  $\delta_{ep}$  – коефіцієнт врахування обертових мас трансмісії та двигуна.

Вираз (13) з врахуванням співвідношення (12) прийме вигляд

$$\dot{V}_a = \frac{Me \cdot \eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi - \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}} V_a^2. \quad (14)$$

Між кутовою швидкістю  $\omega_e$  та лінійним прискоренням існує взаємозалежність

$$\omega_e = \frac{V_a \cdot u_o \cdot u_\kappa}{r_\kappa}, \quad (15)$$

де:  $r_\kappa$  – кінематичний радіус колеса автомобіля.

Рівняння (14) після підстановки в нього співвідношення (10) з врахуванням (15) прийме вигляд

$$\begin{aligned} \dot{V}_a = & \frac{N_{e \max}}{\omega_N} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} A_1 - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi + \frac{N_{e \max}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} A_2 V_a - \\ & - \left( \frac{N_{e \max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} + \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}} \right) V_a^2. \end{aligned} \quad (16)$$

Рівняння (16) представляє собою квадратну параболу вигляду

$$\dot{V}_a = A + BV_a - CV_a^2, \quad (17)$$

де: А,В,С – коефіцієнти:

$$A = \frac{N_{e \max}}{\omega_N} A_1 \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi; \quad (18)$$

$$B = \frac{N_{e \max}}{\omega_N^2} A_2 \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa}; \quad (19)$$

$$C = \frac{N_{e \max}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d \cdot r_\kappa} + \frac{Cx\rho F}{2m_a \delta_{ep}}. \quad (20)$$

Значення коефіцієнтів А,В і С збільшуються зі збільшенням передаточного числа коробки перемикання передач  $u_\kappa$ . При цьому збільшується й лінійне прискорення  $\dot{V}_a$  автомобіля.

**Визначення коефіцієнта розподілу дотичних реакцій між осями, що забезпечує стійкість автомобіля на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення.**

При низьких значеннях коефіцієнта зчеплення ( $\varphi = \varphi_2$  см рис.2) втрата курсової стійкості автомобіля настає при

$$\dot{V}_{a_i}(V_a) > \dot{V}_{cm}^{max}(V_a), \quad (21)$$

де:  $\dot{V}_{a_i}(V_a)$  – функція прискорення автомобіля на  $i$ -передачі.

Границя зберігання курсовою стійкості автомобіля буде визначатися точкою контакту кривих

$$\dot{V}_{a_i}(V_a^*) = \dot{V}_{cm}^{max}(V_a^*). \quad (22)$$

Рівняння (22) виступає умовою визначення координат точки  $N$  дотику кривої зміни  $\dot{V}_{a_i}(V_a)$  та огинаючої кривої  $\dot{V}_{cm}^{max}(V_a)$ .

Дотик вказаних кривих відбувається в точці з координатою  $[\dot{V}_a^*; V_a^*]$  (див рис.3)

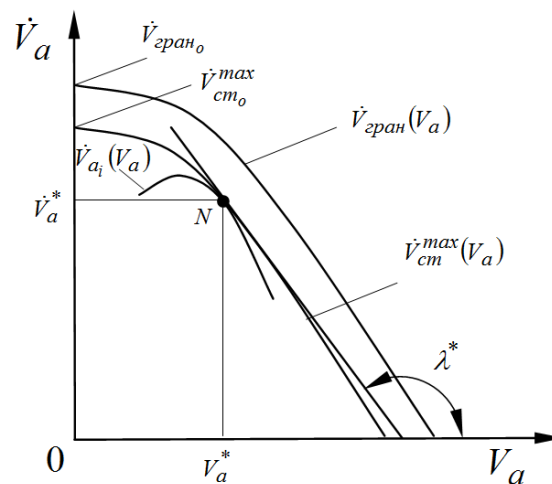


Рис. 3 – Визначення координат точки  $N$

В точці  $N$  справедливо співвідношення (рис.3)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = \frac{\partial \dot{V}_{a_i}(V_a)}{\partial V_a} = \operatorname{tg} \alpha^*. \quad (23)$$

З рівняння (7) визначимо

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = -\frac{C_x \rho F}{m_a} V_a. \quad (24)$$

З рівняння (17)

$$\frac{\partial \dot{V}_{cm}^{max}(V_a)}{\partial V_a} = B - 2CV_a. \quad (25)$$

Після рішення рівняння (23), при підстановки в нього співвідношень (24) та (25), визначимо

$$V_a^* = \frac{B}{2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}}. \quad (26)$$

Рівняння (26) з врахуванням виразів (19) та (20) прийме вигляд

$$V_a^* = \frac{0,5A_2 \frac{N_{emax}}{\omega_N^2} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^2 \cdot u_\kappa^2}{r_d \cdot r_\kappa}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{r_d \cdot r_\kappa^2} - \frac{Cx\rho F}{m_a} (\delta_{ep} - 1)}. \quad (27)$$

Рівняння (17) при  $V_a = V_a^*$  перетворюється до наступного виду

$$\dot{V}_a = \dot{V}_a^* = A + \frac{B^2}{2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}} - \frac{CB^2}{\left(2C - \frac{Cx\rho F}{m_a}\right)^2}. \quad (28)$$

Рівняння (7) можливо представити в вигляді (див. мал.1)

$$\dot{V}_{cm}^{max} = \dot{V}_{cm_o}^{max} - \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (29)$$

Звідки визначимо

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_{cm}^{max} + \frac{Cx\rho F}{2m_a} V_a^2. \quad (30)$$

В точці  $N$  (див мал.3)  $\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_a^*$  з врахуванням вказаного рівняння та виразу(27) вираз (30)



$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = A + \frac{0,25B^2}{C - \frac{Cx\rho F}{2m_a}}. \quad (31)$$

Після підстановки рівнянь (18)-(20) в співвідношення (31) отримаємо

$$\begin{aligned} \dot{V}_{cm_o}^{max} = & A_1 \frac{N_{emax}}{\omega_N} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o \cdot u_\kappa}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d} - \frac{g}{\delta_{ep}} \psi + \\ & + 0,25A_2^2 \frac{\frac{N_{emax}^2}{\omega_N^4} \frac{\eta_{mp}^2 \cdot u_o^4 \cdot u_\kappa^4}{m_a \delta_{ep} \cdot r_d^2 \cdot r_\kappa^2}}{\frac{N_{emax}}{\omega_N^3} \frac{\eta_{mp} \cdot u_o^3 \cdot u_\kappa^3}{r_d \cdot r_\kappa^2} + (\delta_{ep} - 1) \frac{Cx\rho F}{2}}. \end{aligned} \quad (32)$$

З рівняння (7) видно, що

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi^2 g \frac{\frac{b}{a} \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( \frac{b^2}{a^2} - 1 \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] - \frac{b^2}{a^2} (K_R - 0,5)}, \quad (33)$$

або

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \varphi g \frac{\frac{a}{b} \varphi \frac{h-r_d}{L}}{0,5 \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left[ K_R^2 - \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] + 0,5 - K_R}. \quad (33a)$$

З рівняння (33a) визначимо  $K_R$

$$K_R = \frac{1 - \sqrt{1 - \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left[ 1 - 2 \frac{\varphi^2 g}{\dot{V}_{cm_o}^{max}} \frac{a}{b} \left( \frac{h-r_d}{L} \right) \right] + \left( \varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right)^2}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (34)$$

Таким чином визначив  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  з умови (22) й підставивши його значення в формулу (34), отримаємо раціональне значення  $K_R$ .

При виконанні умови

$$\dot{V}_{гран}(V_a) = \dot{V}_{cm_o}^{max}(V_a) \quad (35)$$

зона стійкості автомобіля буде повністю співпадати з зоною можливих прискорень автомобіля (див рис.1), причому це можливо реалізувати при всіх можливих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою що знаходиться в межах (0,2;0,8).

Прирівнюючи праві частини рівнянь (7) та (8) знаходимо раціональний закон зміни коефіцієнта  $K_R$ , що забезпечує виконання умови (35)

$$K_R^{pac} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left[1 - 2\varphi \frac{h - r_d}{L} \frac{a}{b}\right] + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \left(\varphi \frac{h - r_d}{L}\right)^2}}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \quad (36)$$

Вираз (36) буде отриманий з виразу (34) при підстановці в нього

$$\dot{V}_{cm_o}^{max} = \dot{V}_{гран} = \varphi g. \quad (37)$$

Після визначення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  за виразом (33а) можна визначити значення коефіцієнту зчеплення  $\varphi_2$

$$\varphi_2 = \frac{\dot{V}_{cm_o}^{max}}{g}. \quad (38)$$

Якщо  $\varphi_2 < \varphi'$  ( $\varphi' = 0,2$ ), то підставляючи  $\varphi = 0,2$  в рівняння (36), можемо визначити постійне значення  $K_R$  рекомендоване для розглядаємого автомобіля.

Якщо  $\varphi_2 > \varphi'$ , то необхідно розглядати питання, або обмеження максимальної потужності двигуна, або встановлення пробуксовуючих пристроїв задніх коліс.

Ми розглянули питання визначення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  та  $K_R$  на прикладі однієї передачі. Очевидно, для різних передач вказані величини будуть різні. Тому розглядати питання забезпеченні стійкості автомобіля. Треба або шляхом створення змінного розподілу крутних моментів між передніми та задніми колесами в залежності від увімкненої передачі (значення  $u_k$ ), або вибору найбільшого значення  $\dot{V}_{cm_o}^{max}$  з ряду чисел відповідаючи цим значенням на усіх передачах.

**Висновки.** Повнопривідні автомобілі володіють більш значним рівнем показників курсової стійкості на дорогах з високим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При русі по дорогам з низьким коефіцієнтом зчеплення можливий їх занос, що потребує перегляду науково-методичного підходу до вибору розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами.

Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють забезпечити курсову стійкість повнопривідних автомобілів при русі на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою. При цьому рішення задачі може бути здійснено наступними способами:

– зміною в процесі руху розподілу крутних моментів між передніми та задніми мостами;

– постійним коректуванням розподілу крутних моментів між мостами при русі на слизькій дорозі з переключенням передач;

– використанням запропонованої методики вибору коефіцієнта розподілу дотичної реакції дороги між передніми та задніми колесами для найгіршого випадку (найменшого можливого коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою).

Якщо для яких-небудь автомобілів вирішити вказану задачу не вдається запропонованим методом, то вирішувати її треба шляхом встановлення пробуксовуючих пристроїв, або обмеженням максимальної потужності двигуна.

### **Список використаних джерел**

1. Динамика автомобіля. М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко и др. Под ред. М.А. Подригало – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
2. Клец Д.М. Влияние эксплуатационных факторов и технического состояния автомобиля на его устойчивость против заноса: дис.канд.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2009. – 219 с.
3. Назарько О.А. Совершенствование методов оценки устойчивости легковых автомобилей в тяговом режиме движения дис. ....канд.техн.наук: 05.22.20/ Назарько Ольга Николаевна. –Х., 2013. – 123 с.
4. Клец Д.М. Концепция обеспечения стабильности показателей устойчивости и управляемости автомобилей: дис. доктора.техн.наук: 05.22.20/ Клец Дмитрий Михайлович. –Х., 2015. – 528 с.
5. Подригало М.А. Синтез раціональних законів управління розподілом крутних моментів між осями при розгоні автомобіля./М.А.Подригало, О.В.Бажинов, Р.О.Кайдалов, В.В.Глущенко, С.А.Кудімов//Вісник машинобудування та транспорту. Науковий журнал. – Вінниця: ВНТУ, 2018. –№2(8). – с. 85-95.
6. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М.: ГНТИМЛ, 1963. – 241 с.

## **Аннотация**

### **ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРОТИВ ЗАНОС НА ДОРОГЕ С НИЗКИМ КОЭФФИЦИЕНТОМ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ**

Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Литвинов О.В., Кудимов С.А.

*В данной статье предложен подход к обеспечению устойчивости движения при разгоне полноприводного автомобиля на дорогах с низким коэффициентом сцепления колес с дорогой. Описанный подход базируется на перераспределении величин крутящих моментов между осями автомобиля. Приведенные аналитические зависимости ускорения автомобиля от скорости. Предложена методика выбора коэффициента распределения касательной реакции дороги между передними и задними колесами для движения на дорогах с наименее возможным коэффициентом сцепления колес с дорогой.*

## **Abstract**

### **PROVIDING THE STABILITY OF FULL-DRIVEN VEHICLES AGAINST SATELLITE ON THE GARDEN WITH LOWER COEFFICIENT OF THE COLLISION WITH THE GARDEN**

M. Podrigalo, R. Kaydalov, O. Litvinov, S. Kudimov

*This article proposes an approach to ensuring the stability of the motion when driving a multi-wheel drive vehicle on roads with a low coefficient of engagement of the wheels with the road. The described approach is based on the redistribution of torque values between the axles of the car. The analytical dependencies of acceleration of the car from speed are given. The method of choosing the coefficient of distribution of the tangential reaction of the road between the front and rear wheels for the road traffic with the least possible coefficient of grip of the wheels with the road is proposed.*

## ОПТИМІЗАЦІЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ БРИКЕТУВАННЯ

**Полянський О.С., д.т.н., проф.**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

**Дьяконов О.В., асп., Д'яконов В.І., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Скрипник О.С., к.т.н.**

*Харківський національний університет міського господарства  
ім. О.М. Бекетова*

*Представлені статистичні матеріали, виконані на основі аналізу кількісних показників поліетиленових та рослинних відходів. Відзначено основні проблеми застосування відходів в якості палива. Викладено основні результати досліджень і спосіб ефективного застосування відходів поліетилену в якості енергонасиченого компонента і сполучної речовини при виробництві твердого палива. Представлені технологічна схема, дослідно-промислова установка та обладнання, необхідні для реалізації способу отримання брикетів. Наведено модель технологічного процесу з ефективною послідовністю технологічних операцій і параметри оптимального компонентного складу. Відображено основні чинники, що роблять істотний структуроутворюючий вплив на створення структурної композиції твердого багатоконпонентного палива. Дано графічне представлення принципу підбору частинок суміші при формуванні твердого палива методом брикетування з урахуванням у складі в'язких відходів поліетилену. Представлена залежність безрозмірної концентрації викидів в атмосферу при спалюванні твердого палива. Наведено практичні результати використання відходів поліетилену на обладнанні по виробництву твердого багатоконпонентного палива. Проаналізовано дані економічної доцільності використання твердого багатоконпонентного палива з високими теплотехнічними характеристиками на котельних, що працюють на місцевих видах твердого палива. Дана перспективна оцінка, відзначені актуальність і практична значущість вирішення проблеми щодо ефективного використання відходів поліетилену у виробництві твердого багатоконпонентного палива.*

***Ключові слова:** відходи поліетилену, відходи деревини, паливні брикети, біопаливо, тверда багатоконпонентна композиція*

**Постановка проблеми.** Для України біоенергетика є одним з стратегічних напрямів розвитку сектору відновлювальних джерел енергії. Темпи розвитку цього напрямку до цих пір суттєво відстають від європейських [1]. На сьогодні частка біомаси в загальній поставці первинної енергії в країні

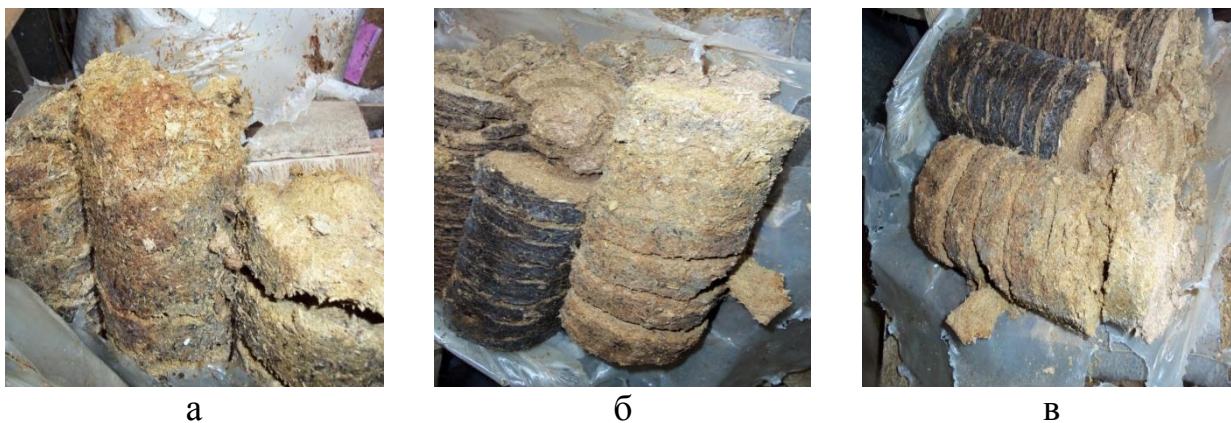
займає лише 1,2% Використання біомаси для вироблення енергії вже зараз становить близько половини всіх відновлюваних джерел енергії у світі, у Європі сягає до 70%, Швеції – 64%, Данії та Австрії – 33%. Біомаса доступна для отримання енергії в Україні коливаються в межах 100 – 400 млн. т. у. п. рік – майже незадіяний ресурс, що вимагає інтенсифікації технологічних процесів виробництва паливних брикетів. Проведеним аналізом досліджень вчених встановлено що усі стадії виробництва є енергозатратними; особливо великими затратами характеризуються етапи підготовки сировини до брикетування (рис. 1), що впливає на енергоефективність виробництва загалом та собівартість продукції.

Через гігроскопічність брикети необхідно зберігати тільки в герметичній упаковці. Готова продукція такої технології низької якості, недостатньо міцна. Брикети розвалюються та беруться цвіллю і грибками [3, 5]. При спалюванні це не забезпечує необхідний контакт з повітрям, знижує тепловіддачу, не дає можливість механізувати і автоматизувати процеси. Недоліки існуючих технологій виготовлення паливних брикетів показані на рис. 2.



Рис.1 - Існуюча технологія виробництва паливних брикетів

Можливості використання широкої номенклатури рослинних відходів обмежені. Низьке завантаження верстатів і устаткування цехів з виробництва паливних брикетів з рослинних відходів обумовлюється головним чином тим, що технологічні процеси цехів побудовані без урахування особливостей їх функціонування [4].



а

б

в

а) після зберігання без упаковки, помітні цвіль та грибки; б) після зберігання при значних коливаннях температури; в) після транспортування у вологу погоду

Рис. 2 – Недоліки існуючих технологій виготовлення паливних брикетів

Вирішення завдання отримання високоякісних паливних брикетів на основі місцевої сировини, а також дослідження фізико-механічних властивостей таких матеріалів має велике наукове і практичне значення [2, 8-10].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Бурхливий розвиток виробництва різноманітних полімерів в другій половині ХХ століття призвело до впровадження полімерних матеріалів в усі сфери життя людини. Їх обсяг виробництва перевищив сьогодні обсяг випуску чорних і кольорових металів і продовжує наростати на 5-6% щорічно [1]. Однак зростання виробництва полімерів неухильно веде і до зростання їх частки у відходах. Питання їх утилізації виявляються невіддільними від проблем утилізації інших відходів життєдіяльності людини. Останнім часом серед найбільш гострих проблем твердих відходів є утилізація полімерів. Кількість відходів такого виду настільки велика що деякі країни заборонили застосування поліетиленових виробів узагалі. Полімери є дуже стійким сполуками які завдяки своїй хімічній будові дуже повільно розкладаються що спричиняє величезні їх об'єми у твердих побутових відходах. Динаміка утворення полімерних відходів на Слобожанщині показана на рисунках 3, 4 [8].

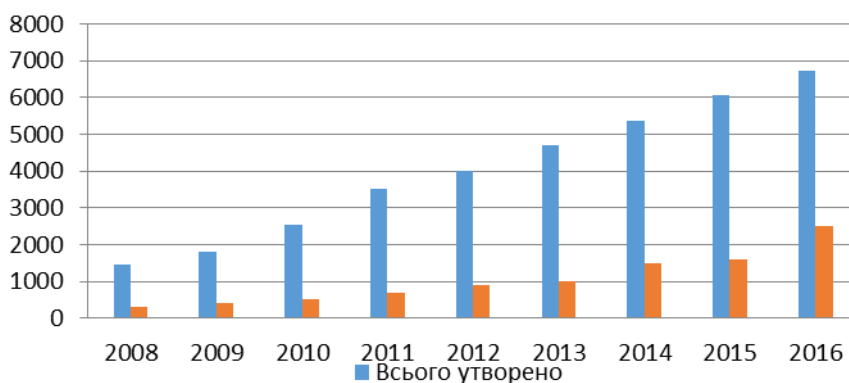


Рис. 3 – Динаміка утворення полімерних відходів в Харківській області (в тоннах)

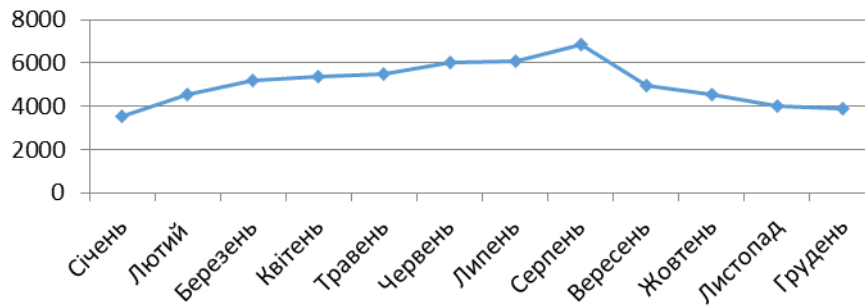


Рис. 4 – Зміна кількості поліетиленів у побутових відходах (в тоннах)

Ці відходи мають теплотдатність при згоранні на рівні бензину. Це при дефіциті паливних ресурсів в Україні, в Харківській області.

Одним з недоліків науково-дослідницької діяльності є відсутність доступних технологій і обладнання по переробці поліетиленових відходів в енергетичні вироби.

Тема залучення різних відходів для повторного використання, в тому числі з енергетичною метою, не нова. У країнах Європейського союзу і США вона досить поширена. Основна мета виробництва альтернативного твердого палива-вироблення недорогих енергоресурсів із застосуванням енергоефективних, ресурсберегаючих технологій і різних відходів, а також скорочення обсягів утворення відходів [5-7].

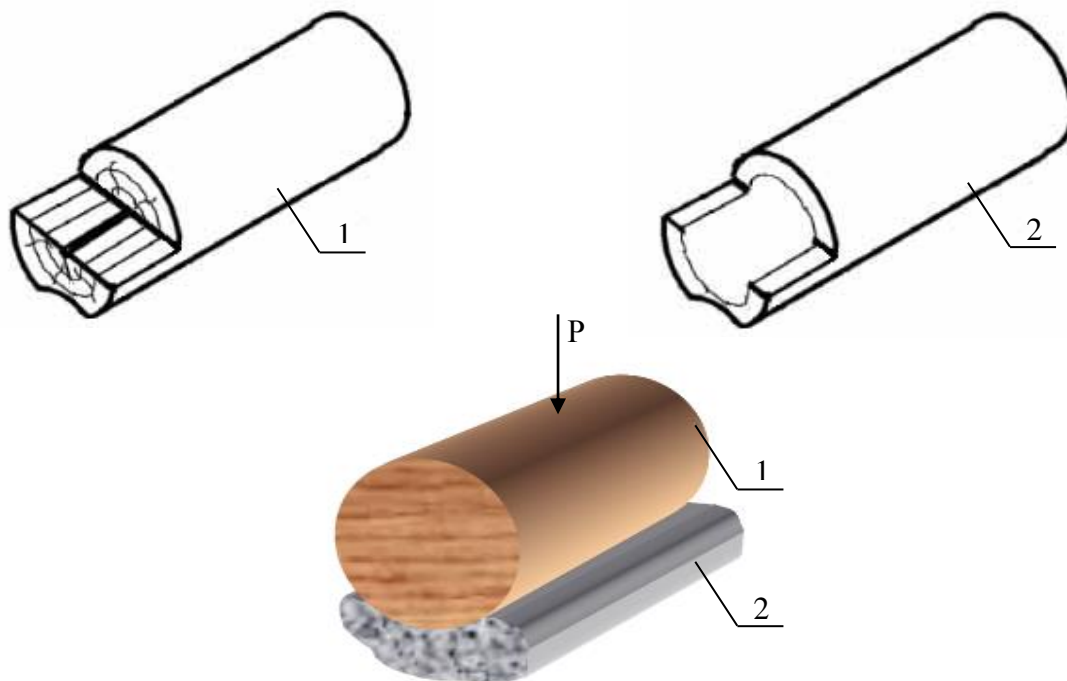
Головними факторами, що утрудняють використання в енергетиці відходів переробки деревини, є висока вологість і неоднорідний гранулометричний склад. Вологість деревного палива може змінюватися в дуже широких межах. У меблевому і деревообробному виробництвах вологість деяких видів відходів становить 8-12%, вологість основної частини відходів лісопиляння становить 40% на лісозаготівлях 50-60%. От чому хороші дрова повинні сохнути до вологості 25-30% не менш року. Для тріски і відходів лісопиляння вологість робочої маси 40-52%. Соняшник збирають у вересні-листопаді. При збиранні культури в оптимальній фазі стиглості вологість кошиків становить 70 – 75%, стебел – 60 – 70% [2].

**Виклад основного матеріалу.** Розроблена технологія отримання паливних брикетів дозволяє використовувати в якості зв'язуючого відходи поліетилену основними компонентами цього виду палива є відходи деревообробки, лісопиляння, переробки деревини і відходи сільськогосподарського виробництва [2].

При виготовленні сумішевих (двох і більше видів РВ) паливних брикетів при пресуванні матеріалів з різними деформаційними властивостями, деформація часток відбувається по іншому, ніж при деформації однорідних сумішей. Твердіші частки втискаються у більш пластичні. В результаті збільшується площа контакту склеювання зв'язуючими. Максимальне значення щільності можна досягти при вологості сировини 15-17%. Структура брикету утворюється шляхом контактів частинок між собою і через прошарку сполучних за рахунок створюваних зусиль пресування. Особлива поверхнева волога сприяє кращому зближенню і ущільненню частинок РВ. Під дією



прикладеного невеликого зусилля пресування зростають пластичні деформації частинок, а поверхнева волога, крім того, виконує роль змазки. Якщо припустити, що рослинна частка має форму циліндра з довжиною 1, яка за розмірами значно перевищує переріз (рис. 4), то наближено можна розрахувати збільшення площі контакту.



1-тверді частини; 2-пластичні частини

Рис. 5 – Схема утворення паливних брикетів з рослинних відходів з різними деформаційними властивостями

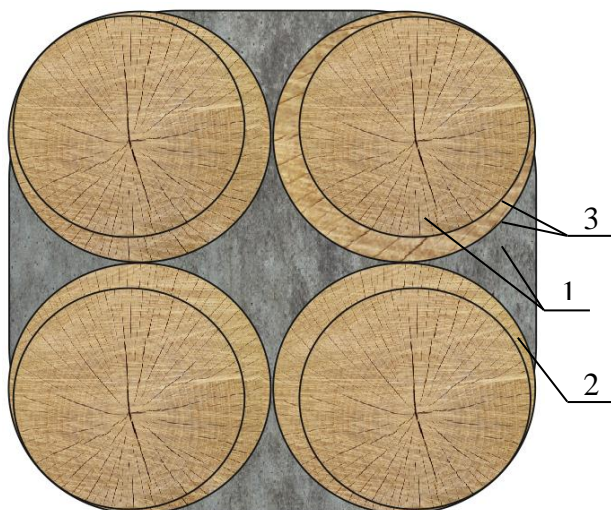
Порівнюючи площу контакту однорідної суміші та площу контакту РВ з різними деформаційними властивостями ми можемо зробити висновок, що для тріски гілок берези та відходів соняшника площа контакту збільшилася приблизно в 2,9 рази, ніж для гілок берези.

Механічна міцність композиційних полімерів також залежить від оптимального співвідношення компонентів, що складають композицію за масою чи об'ємом. Тому отримання максимально міцних брикетів залежить від оптимального співвідношення зв'язуючого та наповнювача, яке буде встановлено нашими подальшими дослідженнями. Підвищення міцності можна очікувати як за рахунок механічних явищ – утворення армуючого каркасу, так і внаслідок молекулярних явищ на основі електромагнітної природи молекулярного злипання [6,7].

Різноманіття фізико-хімічних і структурно-реологічних процесів, які протікають в період формування структурного каркаса брикету, обумовлено великою кількістю необхідних для цього умов.

Серед основних факторів, що роблять істотну структуроутворюючу дію, перш за все слід враховувати гранулометричний склад, геометричний профіль поверхні, вологість і умови змішування компонентів, тиск і температуру пресування. Принцип підбору суміші частинок різної крупності полягає в

створенні структурної композиції, що відповідає найбільш щільній упаковці, представленої на рис. 6.



1 – біомаса; 2 – зв'язуюче, 3 – активатор

Рис. 6 – Схема структури з найбільш щільною (кубічною) упаковкою частинок у брикеті

Оптимальне співвідношення зв'язуючого компонента з частинками гранулометричного складу формованого палива дозволяє забезпечувати найбільш щільну упаковку частинок в пресованій суміші

Головним фактором, що утруднює використання в енергетиці відходів переробки деревини, є висока вологість. Вологість деревного палива може змінюватися в дуже широких межах. У меблевому і деревообробному виробництвах вологість деяких видів відходів становить 8-12%, вологість основної частини відходів лісопиляння становить 40% на лісозаготівлях 50-60%. От чому хороші дрова повинні сохнути до вологості 25-30% не менш року. Для тріски і відходів лісопиляння вологість робочої маси 40-52%. Соняшник збирають у вересні-листопаді. При збиранні культури в оптимальній фазі стиглості вологість кошиків становить 70 -75%, стебел – 60 -70% [2]. Нами розроблено систему формування якості паливного брикету, яка вказана у вигляді схеми на рисунку 7.

Із вищезгаданого на якість паливного брикету впливає розмір щепи, тиск ущільнення біомаси, конструктивні та режимні параметри НВЧ пристрою. В загальному випадку термoeкономiчний критерій оптимізації має вигляд:

$$Z_{\Sigma} = \left( \frac{\sum_n C_n P_n + \overline{K_n}}{\sum_k e_k} \right) \quad (1)$$

де:  $C_n$ ,  $P_n$  – вартість і річне споживання енергії із зовнішніх джерел;  
 $K_n$  – річні капітальні та інші, пов'язані з ними затрати в n-му елементі;  
 $e_k$  – річна витрата енергії для отримання k-го продукту.

Для вирішення завдання оптимізації обраний математичний метод, який

перш за все приводив би до кінцевих результатів з найменшими витратами на обчислення. Вибір методу покоординатного спуску або метод Гаусса-Зейделя в значній мірі визначався постановкою завдання, а також математичною моделлю об'єкта оптимізації [11-15].

Видно, що максимум економічної ефективності функціоналу досягає при значенні довжини тріски 11, 2мм. В подальшому для тріски з довжиною 11мм проведені розрахунки функціонала при різній висоті тріски отримані дані координат локального оптимума. Максимум економічної ефективності функціонала досягається при значенні висоти тріски 6мм. Максимум економічної ефективності функціонала досягається при ширині тріски 6мм. На практиці тиск пресування визначений на рівні 16 МПа. Параметри НВЧ пристрою: діаметр брикету 60мм,  $l_1=1200$ мм,  $l_2=450$ мм.

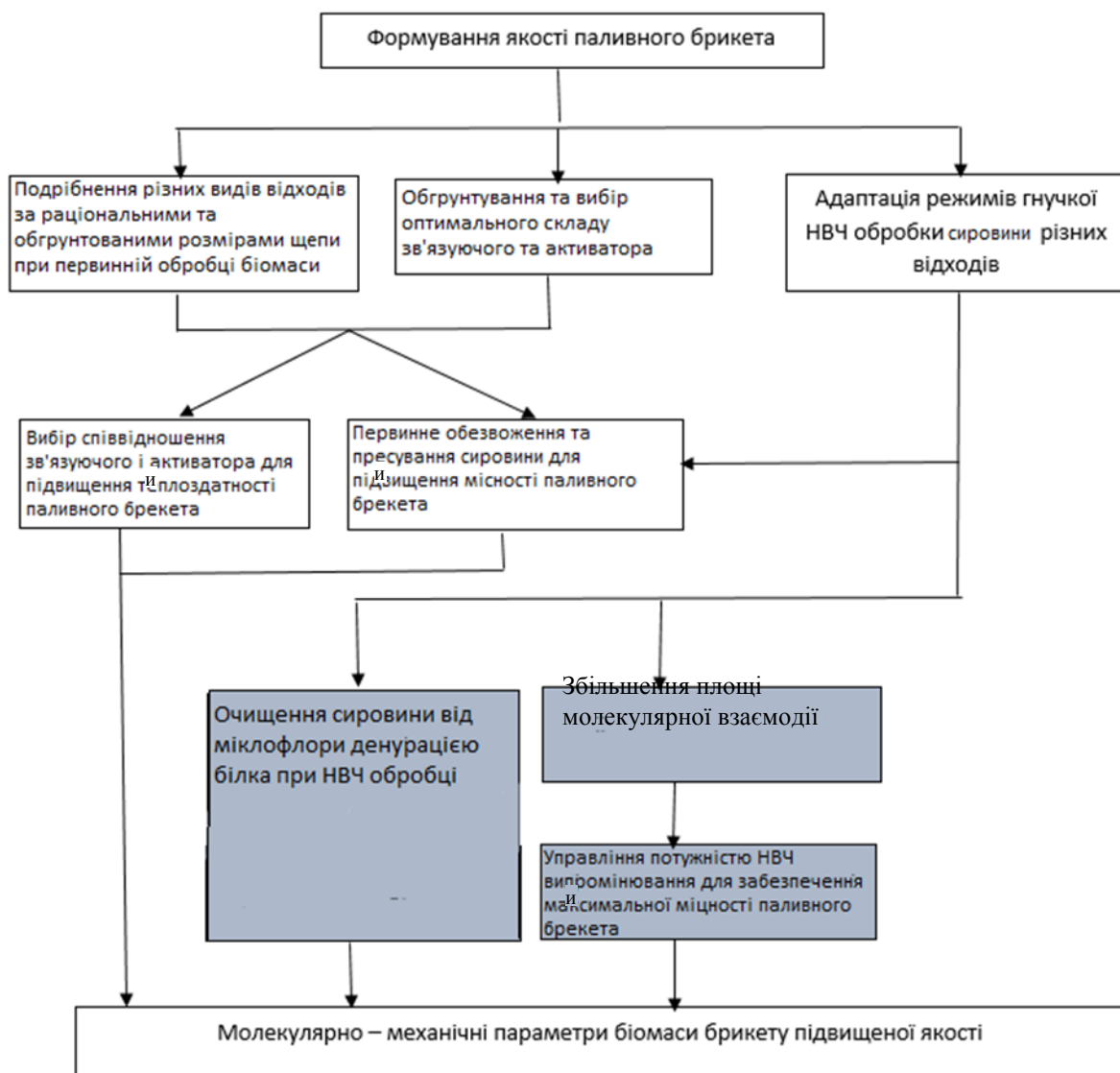


Рис. 7 – Схема формування якості паливного брикету

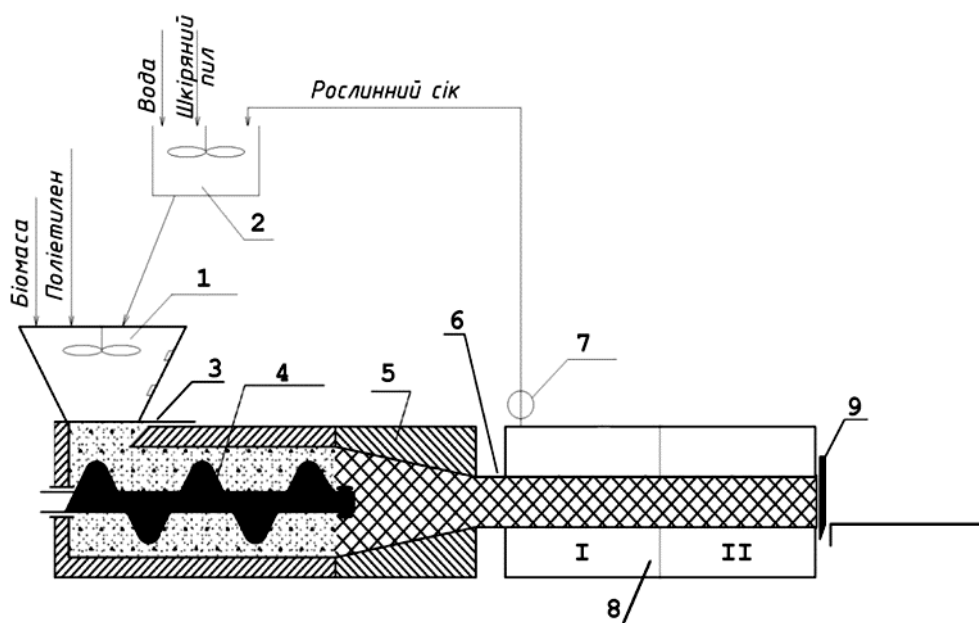
**Обґрунтування та вибір оптимального складу зв'язуючого та активатора.** Використовується мікрохвильова технологія. Мова йде про впровадження конверсійних технологій в невійськові галузі промисловості, які

в нашій країні здійснюються повільно, по суті, цей, потенціал залишається незатребуваним. Управління потужністю НВЧ випромінювання заховане у аномально високому поглинанні НВЧ – енергії водою. НВЧ-випромінювання буде одночасно однаково впливати і на гідроксили макромолекул целюлози і на молекули води. При цьому поглинання енергії випромінювання поділяється на обидва компонента, що призводить до збільшення власної теплової енергії в залежності від ступеня їх рухливості [16-19].

Тому НВЧ-випромінювання буде впливати на фізично пов'язані молекули води, що знаходяться в квазівільному стані, також, як на вільні. Нами прийнято допущення, що молекули води утворюють водно-водневого зв'язку з усіма компонентами деревини так само, як з целюлозою.

Відповідно максимальний кількісний вміст фізично зв'язаної вологи в деревині визначається хімічним складом деревини при утворенні граничного числа водно-водневих зв'язків компонентів деревини з молекулами води.

Установка для виробництва паливних брикетів працює таким чином (рис.8).



I - перша секція мікрохвильового пристрою на основі системи хвилевідного типу має довжину  $l_1$ , II - друга секція мікрохвильового пристрою (адаптер) на основі уповільнюючої системи довжиною  $l_2$ . 1-змішувач брикетної суміші; 2 – змішувач тиксотропної добавки; 3 – засувка; 4 – шнековий транспортер; 5 – формуюча головка; 6 – тефлонова труба з отворами; 7 – насос; 8 – камера термообробки НВЧ типу; 9 – ніж та стіл для охолодження брикетів.

Рис. 8 – Прес-автомат гнучкої технології виробництва паливних брикетів

Відходи рослинного походження (гілки, опале листя, деревна стружка, деревна тирса, солома, обрізки деревини і кори дерев, лузга, отримана при обрушенні насіння соняшника, качани і стовбури кукурудзи, очерет тощо або їх суміш) попередньо здрібнюють до фракції 10-12 мм.

Розроблена і запатентована технологія і склади палива дозволяють

брикетувати із застосуванням різних сільськогосподарських, деревообробних та різних поліетиленових відходів в оптимальних співвідношеннях/

Здрібнену сировину (біомасу) подають у змішувач 1, туди ж подають і в'язуче (відходи подрібненого поліетилену ) та тиксотропну добавку (розчин шкіряного пилу) із змішувача 2 при такому співвідношенні компонентів, мас. %: сировина рослинного походження – 80, в'язуче - 20 (подрібнений поліетилен – 18, шкіряний пил – 2). Основна концепція пропонованого використання відходів поліетилену полягає в додаванні до складу палива певної екологічної безпечної пропорції поліетилену при виробництві брикетів на основі деревно-рослинної сировини, внаслідок чого досягається збільшення прийнятних і необхідних енергетичних показників теплоти згорання рис.9.

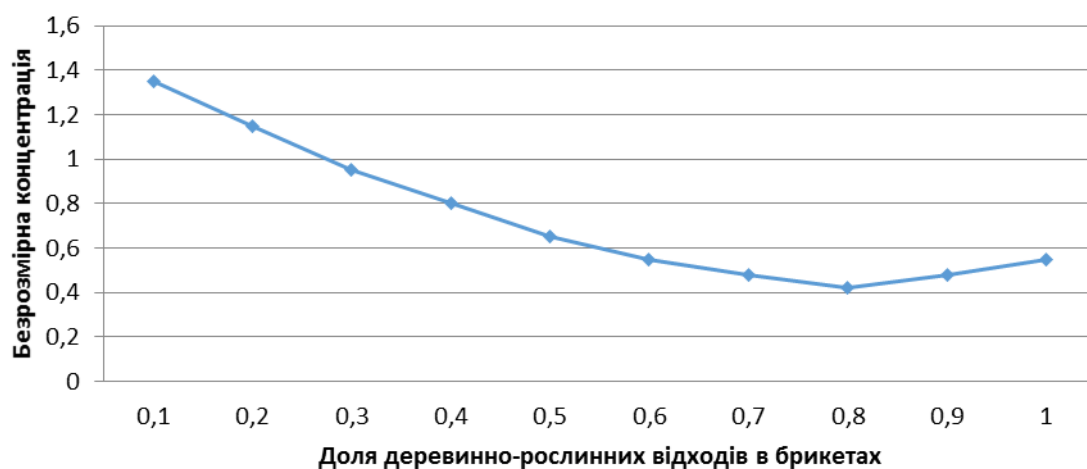


Рис. 9 – Залежність безрозмірної концентрації небезпечних викидів від доли деревинно-рослинних відходів в брикетах

Компоненти змішують до рівномірного розподілу в'язучого та тиксотропної добавки по поверхні часток сировини.

Після чого вмикають шнековий транспортер 4 і відсувають засувку 3. попередньо підготовлену суміш з витратного бункера-змішувача надходить в шнековий прес, ущільнюється. При переміщенні вологого матеріалу значно падає навантаження на шнек, твердіші частинки втискаються у більш пластичні, пресується, зменшується в об'ємі потім переміщається через конічну формуючу насадку 5 шнекового преса при тиску 20МПа з утворенням внутрішнього наскрізного поздовжнього отвору в брикеті або без нього. Проходить первинне зневоднення та пресування сировини для підвищення міцності брикету. Суміш попадає в тефлонову трубу 6 з отворами, яка проходить через НВЧ-піч 8. Відмова від циклічної сушки в камерах і перехід на безперервний конвеєрний спосіб дозволяє істотно підвищити ефективність процесу сушіння [20-25].

НВЧ-піч 8 обладнана послідовно включеною секцією I хвилевідного типу яка проводить сушіння сформованих брикетів вологістю до 12%. При використанні більш вологої біомаси в лінію додатково введений адаптер температури II виконаний у вигляді уповільнюючої системи, який автоматично

підключається до секції хвилевідного типу при вологості більше 12%. Таким чином термоізолювана НВЧ-піч 8 забезпечує рівномірну сушку паливних брикетів по їх товщині при використанні біомаси великої вологості. Через тефлонову трубу 6 електромагнітне поле надвисокої частоти проникає в глибокі шари брикетної маси, і волога, яка міститься в достатній кількості всередині брикету і має високу реактивну складову діелектричної константи, поглинає електромагнітну енергію і перетворює її в теплову. Рослинні відходи розпушуються. Площа взаємодії біомаси та поліетилену. Під дією високої температури всередині брикету подрібнений поліетилен розплавляється, розтікається і більш ефективно проникає в пори і тріщини рівномірно скріплюючи фракції рослинної сировини. Волога (рослинний сік) яка випарюється через повздовжні розрізи тефлонової труби 6, видаляється з робочої камери 8 за допомогою насоса 7, який створює також вакуум в камері 8. Різноманіття фізико-хімічних і структурно-реологічних процесів, що протікають в період формування структурного каркаса брикету, зумовлена великою кількістю чинників. Вплив кожного з них впливає на інтенсивність адгезійних взаємодій як під час підготовки брикетної суміші, так і при її пресуванні. Серед основних факторів, які справляють істотну структуроутворюючу дію, перш за все слід враховувати гранулометричний склад, активність поверхні, вологість пресованих компонентів. Гранулометричний склад визначається сумарною поверхнею зіткнення пресованих частинок, числом і величиною пор в структурному каркаса палива, змістом гострокутних частинок, рельєфом їх поверхні і наявністю пилових частинок.

В змішувач тиксотропної добавки 2 подається рідина (вода та рослинний сік) та шкіряний пил та шляхом змішування йде підготовка розчину для змішувача 1.

Сигароподібний висушений брикет виходить з тефлонової труби 6 та розділяється на рівні частини механізмом 9, які потім охолоджують та упаковують.

В процесі виробництва паливних брикетів при НВЧ випромінюванні проходить очищення сировини від мікрофлори. Нами доведено, що мікрофлора в РВ гине в результаті денатурації білка уже при питомій потужності 0,09...0,3 кВт/кг та при темпі нагрівання 0,5...0,8 °C/c, а при збільшенні темпу нагрівання до 1,2...1,6 °C/c – за рахунок діелектричного руйнування клітин живої тканини. Одним з обов'язкових питань при розробці мікрохвильової техніки пов'язаний з визначенням витоків електромагнітної енергії.

Особлива увага при НВЧ формуванні брикетної суміші приділяється малому розкиду температури в матеріалі, що в підсумку визначає внутрішню структуру і якісні характеристики паливних брикетів. Використання НВЧ дає об'ємний характер нагріву брикетної маси, що призводить до повноти реакції полімеризації і високими характеристиками міцності та енергетичних можливостей одержуваних виробів [26-28].

Механічна міцність композиційних полімерів також залежить від оптимального співвідношення компонентів, що складають композицію за

масою чи об'ємом. Тому отримання максимально міцних брикетів залежить від оптимального співвідношення зв'язуючого та наповнювача, яке буде встановлено нашими подальшими дослідженнями. Підвищення міцності можна очікувати як за рахунок механічних явищ – утворення армуючого каркасу, так і внаслідок молекулярних явищ на основі електромагнітної природи молекулярного злипання.

Нами також було досліджено вплив тиску на фізико-механічні показники паливного брикету.

Різноманіття фізико-хімічних і структурно-реологічних процесів, що протікають в період формування структурного каркаса брикету, зумовлена великою кількістю чинників. Вплив кожного з них впливає на інтенсивність адгезійних взаємодій як під час підготовки брикетної суміші, так і при її пресуванні. Серед основних факторів, які справляють істотний структуроутворююче дію, перш за все слід враховувати гранулометричний склад, активність поверхні, вологість пресованих компонентів. Гранулометричний склад визначається сумарною поверхністю зіткнення пресованих частинок, числом і величиною пустот в структурному каркасі палива, вмістом гострокутних частинок, рельєфом їх поверхні і обов'язково наявністю пилоподібних часток [29-34]

За критеріями оптимальної їх опірності атмосферних впливів в процесі зберігання і температурно-механічних навантажень при їх використанні

розроблена і запатентована технологія і склади палива дозволяють брикетувати із застосуванням різних сільськогосподарських, деревообробних та різних поліетиленових відходів в оптимальних співвідношеннях [35].

**Висновки.** Проведений аналіз стану питання і огляд літературних джерел дозволили виконати комплексну оцінку виробництва паливних брикет із рослинних відходів. Традиційні методи брикетування дуже енергозатратні. Найбільшу частку в загальній структурі витрат енергії займає сушіння 30-65%, подрібнення матеріалів до 30% та процес брикетування до 35%. Через гігроскопічність брикети необхідно зберігати тільки в герметичній упаковці. Готова продукція такої технології низької якості, недостатньо міцна. Брикети розвалюються та беруться цвіллю і грибками. Це не забезпечує необхідний контакт з повітрям, знижує тепловіддачу, не дає можливість механізувати і автоматизувати процеси. Можливості використання широкої номенклатури рослинних відходів обмежені. Низьке завантаження верстатів і устаткування цехів з виробництва паливних брикетів з рослинних відходів обумовлюється головним чином тим, що технологічні процеси цехів побудовані без урахування особливостей їх функціонування.

Гнучкий потік на основі НВЧ агрегату найкращим чином дозволяє об'єднати в єдине ціле і розподілити в часі й в просторі засоби праці, предмети праці й саму працю, створюючи при цьому комбінації, що дозволяють забезпечувати найвищі техніко-економічні показники виробництва.

## Список використаних джерел

1. Напрями розвитку альтернативних джерел енергії: акцент на твердому біопаливі та гнучких технологіях його виготовлення : монографія [Полянський О.С., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Фесенко Г.В., Д'яконов В.І., Харченко Ю.В., Торосов А.С., Волощенко В.В.]-Х.: Харківський нац. ун-т міського господарства імені О.М. Бекетова, 2017.- 136С.
2. Пат. 117937Україна, МПК С10L 5/40. Гнучка технологічна лінія для виготовлення паливних брикетів/ Дьяконов О. В., Д'яконов В. І., Полянський О.С.,Горобець В.М. Коваленко О. І.;Заявник і патентовласник Харківський нац. ун-т міського господарства імені О.М. Бекетова,— №201701568; заявл. 20.02.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13. с.6.
3. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Утилізація рослинних і деревних відходів паркової зони міста / Комунальное хозяйство міст: Наук.-техн. зб. // ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2015. – Вип. 124. – С. 49-52.
4. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В.Особливості функціонування гнучких технологій переробки рослинних та деревинних відходів / Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Днепропетровск : ПГАСА, 2015. – Вып. 83. – С.113-117.
5. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Вплив вологості деревних відходів на фізико-механічні властивості біокомпозиції / // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. / ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 128. – С. 53-57.
6. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Еколого-економічні питання утилізації опалого листя у місті харкові / // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. / ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 129. – С. 85-91.
7. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Шляхи утилізації опалого листя на територіях міста / // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Серия: Безопасность жизнедеятельности вып. 93, – Днепропетровск : ПГАСА, 2016. – С.178-183.
8. Dust exposures in the wood processing industry/ Alwis U. , Mandryk J., Hocking A. D. [et al.] // Am. Ind. Hyg. Assoc. J. – 1999.– V. 60 (5). – P. 641–647.
9. Symptoms, airway responsiveness, and exposure to dust in beech and oak wood workers / Bohadana A. B., Massin N., Wild P. [et al.] // Occup. Environ. Med.– 2000.– V. 57.– P. 268–273.
10. Brouwer D. H. Personal exposure in the workplace: exploring sampling techniques and strategies / D. H. Brouwer, J. H. Gijsberg, M. W. Lurvink //Ann. Jccup. Hyg. – 2004. – V.48, № 5. – P. 439–453.
11. Carton M. Occupational exposure to wood dust. Health effects and exposure limit values /Carton M.,, Goldberg M., Luce D. // Rev. Epidemiol. Sante



- Publique. – 2002. – V. 50 (2). – P. 159–178.
12. Aktualne problemy higieny przyprodukcji biopaliw z surowcow rolniczych za pomoca nowoczesnych technologii / W. G Capko, M. Yu. Sterenbogen, A. J. Czudnowiec, W. W.Papacz // *Praktyczne problemy zwiazane z ochrona pracy w rolnictwie.*– Lublin, 2013. – P. 119–126.
  13. De Haar C. Ultrafine but not fine particulate matter causes airway inflammation and allerig airway sensitization to co-administered antigen in mice / De Haar C // *Clin. Exp. Allerg.* – 2006. – V. 36, № 11. – P. 1469–1479.
  14. Delfino R. J. Potential role of ultrafine particles in assotiations between airborne particles mass and cardiovascular health / R. J. Delfino, C. Sioutas, S. Malik // *Environ.Health Perspect.* – 2005. – V.113, № 8. – P. 934–946.
  15. De Zotti R. Asthma and rhinitis in wooding workers / De Zotti R., Gubian F. // *Allergy Asthma Proc.* – 1996.– V. 17. – P. 199–203.
  16. Потенційний ризик мікроскопічних грибів для робітників виробництва біопалива / Цапко В. Г., Чудновець А. Я., Стеренбоген М. Ю. [та ін.] // *Укр. журн. з пробл. медицини праці.* – 2012. – № 1 (29). – С. 48–54.
  17. Біологічні ресурси і технологія виробництва біопалива: Монографія / Я. Б. Блюм, Г. Г. Гелетуха, І. П. Григорюк [та ін.]. – Київ : «Аграр Медіа Груп», 2010. – 408 с.
  18. Dutkiewicz J. Bacteria and fungi in organic dust as a potential health hazard / Dutkiewicz J. // *Ann. Agric. Environ. Med.* – 1997. – № 4. – P. 11–16.
  19. Biological agents as occupational hazards – selected issues / Dutkiewicz J., Cisak E., Sroka J. [et al.] // *Ann Agric Environ Med.* – 2011. –V. 18 (2). – P. 286–293.
  20. Eduard W. Exposure to non-infectious microorganisms and endotoxins in agriculture/Eduard W. // *Ann Agric. Environ. Med.* – 1997.– V. 4. – P. 179–186.
  21. Fabianova E. Occupational cancer in central European countries. /Fabianova E. // *Environmental Health Perspect.* – 1999. – V. 107 (2). – P. 279–282.
  22. Gioffre,A. Airborne Microorganisms, Endotoxin, and Dust Concentration in Wood Factories in Italy / Gioffre A., Marramao,A. // *Ann. Occup. Hyg.* – 2012. – V. 56 № 2. – P. 161–169.
  23. Gerberick G. F. Toxicity of T–2 toxin, a Fusarium mycotoxins, to alveolar macrophages in vitro / Gerbe-rick G. F., Sorenson W. G. // *Environ. Research.* – 2005.– V. 32. – P. 269–285.
  24. Gradon L. Deposition and retention of ultrafine aerosol particles in the human respiratory system. Normal and pathological cases / L. Gradon, D. Orlicki, A. Podgorski // *Int. J. Occup. Saf. Ergon.* – 2000. – V. 6, № 2. – P. 189–207.
  25. Heederik D. Dust-related decline in ling function among animal feed workers / Heederik D., Smid T., Houba R. // *Am. J. Ind. Med.* – 1994. – № 25. – P. 117–121.
  26. Upper airway symptoms and function in wood surface coating industry workers / Holmström M., Granstrand P., Nylander-French L.A., Rosen G. // *Am. J. Ind. Med.* – 1995. – V. 28, № 2. –P. 207–209.

27. Kozajda A. Knowledge and the ways of health protection against occupational exposure to biological hazards / Kozajda A., Zielinska-Jankiewicz K., Szadkowska Stanczyk I. // Part II. Med.Pr. – 2005. – V. 56 (3). – P. 205–211.
28. Lacey J. Fungal and actinomycete spores as pollutants of the workplace and occupational allergens / Lacey J., Crook B. // Ann. Occup. Hyg. – 1998. – № 32. – P. 515–533.
29. Lopez-Rico R. Cereal alpha-amylase inhibitors cause occupational sensitization in the wood industry / Lopez-Rico R. // Clinical and Experimental Allergy. – 1998. – V. 28, № 10.– P. 1286–1291.
30. Madsen A. M. Exposure to airborne microbial components in autumn and spring during work at danish biofuel plants / Madsen A. M. // Annals of Occupational Hygiene. – 2006. – V. 50, № 8. – P. 821–831.
31. Microbial dustiness and particle release of different biofuels / Madsen A. M., Martensson L., Schneider T., Larsson L. // Ann Occup. Hyg. – 2004.– V. 48. (4). – P. 327–338.
32. An environmental impact assessment of exported wood pellets from Canada to Europe / Magelli F., Boucher K., Bi H. [et al.] // Biomass and Bioenergy. – 2009. – V. 33, № 3.– P. 434–441.
33. Malmros P. Occupational health problems due to garbage sorting / Malmros P., Sigsgaard T., Bach B. // Waste Manage Res. – 1992. – V. 10. – P. 227–234.
34. Markandya A. Energy and Health 2 Electricity generation and health / Markandya A., Wilkinson P. // Lancet. – 2007 – V. 370. – P. 979–990.
35. Вплив виробничого середовища на формування біологічного фактора в умовах сільськогосподарського виробництва / Цапко В. Г., Чудновець А. Я., Стеренбоген М. Ю., Папач В. В. // Укр. журн. з пробл. медицини праці. – 2014. – № 1. – С. 60–65.

## **Аннотация**

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БРИКЕТИРОВАНИЯ**

Полянский А.С., Дьяконов А.В., Дьяконов В.И., Скрипник Е.С.

*Представлено статистические материалы, выполненные на основе анализа количественных показателей полиэтиленовых и растительных отходов. Отмечены основные проблемы применения отходов в качестве топлива. Изложены основные результаты исследований и способ эффективного применения отходов полиэтилена в качестве энергонасыщенного компонента и связующего вещества при производстве твердого топлива. Представлено технологическую схему, опытно-промышленную установку и оборудование, необходимые для реализации способа получения брикетов. Представлена модель технологического процесса с эффективной последовательностью технологических операций и параметры*

*оптимального компонентного состава. Отражены основные факторы, оказывающие существенное структурообразующее влияние на создание структуры твердого многокомпонентного топлива. Дано графическое представление принципа подбора частиц смеси при формировании твердого топлива методом брикетирования с учетом в составе вязких отходов полиэтилена. Представлена зависимость безразмерной концентрации выбросов в атмосферу при сжигании твердого топлива. Приведены практические результаты использования отходов полиэтилена на оборудовании по производству твердого многокомпонентного топлива. Проанализированы данные экономической целесообразности использования твердого многокомпонентного топлива с высокими теплотехническими характеристиками на котельных, работающих на местных видах твердого топлива. Дана перспективная оценка, отмечены актуальность и практическая значимость решения проблемы по эффективному использованию отходов полиэтилена в производстве твердого многокомпонентного топлива.*

## **Abstract**

### **OPTIMIZATION OF THE MAIN PARAMETERS OF THE BRICKING**

Polyansky O.V., Dyakonov O.V., Dyakonov V.I., Skrypnik O.S.

*The statistical materials, performed on the basis of the analysis of quantitative indices of polyethylene and vegetable wastes, are presented. The main problems of using waste as fuel are noted. The main results of the research and the method of effective use of polyethylene waste as an energy-saturated component and binder in the production of solid fuel are outlined. The technological scheme, experimental production plant and equipment necessary for the implementation of the method of obtaining briquettes are presented. A model of technological process with an effective sequence of technological operations and parameters of optimal component composition is presented. The main factors that have a significant structural effect on the creation of a solid multicomponent fuel structure are reflected. The graphic representation of the principle of selection of particles of a mixture at formation of solid fuel by the method of briquetting taking into account the composition of viscous waste polyethylene is given. The dependence of the dimensionless concentration of emissions into the atmosphere during combustion of solid fuel is presented. The practical results of the use of polyethylene waste on the equipment for the production of solid multicomponent fuel are given. The data of economical expediency of using solid multicomponent fuel with high thermotechnical characteristics on boilers operating on local types of solid fuel is analyzed. This is a perspective assessment, the relevance and practical significance of solving the problem of efficient use of polyethylene waste in the production of solid multi-component fuel is noted.*

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БОРТОВЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ ДЛЯ БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ НА УКЛОНАХ

**Полянский А.С., д.т.н., проф., Кириенко Н.М., к.т.н., доц.,  
Задорожня В.В., к.т.н., доц., Переверзева Л.Н., ст. преп.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Комплексная оценка ландшафта Украины показала, что 96,5% сельскохозяйственных земель, располагаются на склонах до 5°, а 3,5% имеют уклон 5-15° и выше. В отдельных областях склоны крутизной более 5° имеют значительный удельный вес.*

*Установлено, что крутизна склонов (5-25°), где производятся транспортно-технологические операции, является основной причиной опрокидывания тракторов.*

*Разработаны прибор и алгоритм бортовых информационных систем тракторов с использованием высокоточных мобильных регистрационных комплексов для оценки динамических параметров тягово-транспортных средств при движении на уклоне.*

*Система при наличии опасности опрокидывания сигнализирует водителю о превышении допустимого угла наклона при помощи прибора ПЗФ-2К. Если водитель своими действиями не снижает опасности (уменьшение скорости движения вплоть до полной остановки машины), система останавливает мобильную машину принудительно.*

**Введение.** Дорожно-транспортные происшествия, как всякое единичное явление, характеризуется уникальным сочетанием факторов системы и в то же время содержит общие черты, выявление которых – задача статистического анализа ДТП. Сложность заключается в том, что количество происшествий является функцией весьма большого числа факторов: специфики правил движения, особенностей характера и темперамента водителей, климата, состояния дорожного покрытия, геометрии поверхности грунта и т. д.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Основным фактором, влияющим на работу сельскохозяйственных агрегатов в условиях склонов, является рельеф местности, характеризующийся крутизной и конфигурацией участков дороги.

По классификации крутизны, предложенной И.М. Хохловим [3] склоны и участки с пересеченным холмистым рельефом подразделяют на группы: 1) пологие, крутизной менее 5°; 2) слабопокатые от 5 до 9°; 3) покатые от 9 до 15°; 4) сильнопокатые от 16 до 20°; 5) крутые от 21 до 26°; 6) особокрутые 27 до 35°; 7) обрывистые более 35°.

На Украине 96,5% сельскохозяйственных земель, располагаются на склонах до 5°, а 3,5% имеют уклон 5-15° и выше. В отдельных областях склоны крутизной более 5° имеют значительный удельный вес. Так в Закарпатской области сельскохозяйственные угодья на склонах крутизной более 5°

составляют 49,9%, в Черновицкой – 31,8%, Львовской, Ивано-Франковске, Черкасской, Донецкой, Харьковской областях - более 20% [1].

Исследователи особенностей горного земледелия И.М. Хохлов [3], Х.А. Хачатрян [2] и др. под термином «склон» понимают участки, имеющие уклоны 5-20°, где могут работать сельскохозяйственные машины.

Практика использования сельскохозяйственных машин показывает, что агрегаты, в состав которых входят универсальные колесные тракторы, можно применять для проведения сельскохозяйственных работ на склонах до 11—15°, а агрегаты с гусеничными тракторами — до 17—25° [4]. Поэтому исследования по усовершенствованию колесных тракторов, отвечающих условиям работы на склонах, имеют повышенный интерес у заводов изготовителей.

**Цель и постановка задачи.** Целью данной работы является снижение дорожно-транспортных происшествий, приводящих к опрокидыванию путём совершенствования бортовых информационных систем тракторов на базе датчиков парциальных ускорений.

Для достижения поставленной цели были сформулированы следующие задачи исследования:

- провести анализ рельефа местности Украины, выполнить количественную оценку величины и доли в общем кадастре земель углов уклона полей сельскохозяйственного назначения

- разработать эффективные мероприятия по снижению дорожно-транспортных происшествий, приводящих к опрокидыванию при выполнении транспортно-технологических работ в условиях сложного ландшафта.

**Анализ причин дорожно-транспортных происшествий тракторов, приводящих к их опрокидыванию.** Склоны могут быть различной ровности. Одни близки к наклонной плоскости, другие представляют вогнутую поверхность, третьи выпуклую или ступенчатую. Для них характерно обилие микронеровностей, впадин или выступающих камней.

Крутизна склона больше всего сказывается на качестве сельскохозяйственных работ, заметно снижается производительность. Тяговое сопротивление рабочих органов машин с увеличением крутизны склона возрастает, а тяговое усилие колесной машины уменьшается, как из-за перераспределения опорных реакций, (ухудшается сцепление с почвой), так и из-за необходимости компенсировать боковое сползание агрегата под уклон, что вызывает влияние и удлиняет путь.

Склоны, кроме прочих влияний, заметно снижают запас устойчивости колесной машины. Следует отметить, что крутизна склонов (5-25°), где производятся транспортно-технологические операции, является основной причиной опрокидывания (рис.1).

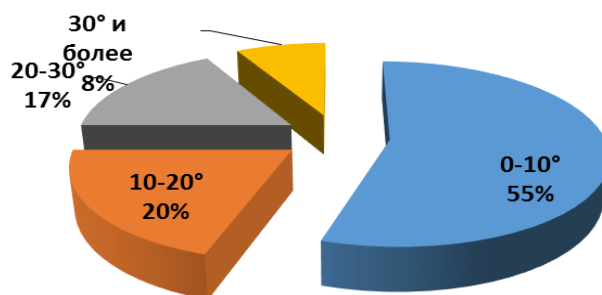


Рис. 1. Случаи опрокидывания колесных тракторов (в %), от угла склона, град. [1, 4].

Для районов с пересеченной местностью характерно мелкоконтурность участков, разделенных необрабатываемыми землями. Это вызывает повышение объема транспортных работ на единицу обрабатываемой площади (перевозка удобрений, семян, урожая и др.). Они выполняются на высоких скоростях, что способствует возникновению динамических явлений, кроме того в сырую погоду резко возникает опасность бокового скольжения колесной машины. Полевые дороги между обрабатываемыми участками обычно проходят по неудобным землям, где уклоны как вдоль, так и поперек дороги могут быть круче обрабатываемых склонов. Ко всему этому запас устойчивости против опрокидывания и сползания может быть существенно снижен из-за неровностей микрорельефа.

Аналитическое описание микрорельефа профиля дороги, что характеризует случайные воздействия на машину, предложено В.Н. Болтянским [4]. Эта работа находит широкое использование для решения ряда задач динамики колесных машин, однако не позволяет моделировать динамическое воздействие на движущуюся транспортную систему рельефа реального микропрофиля.

Анализ динамического опрокидывания связан с изучением движения остова трактора как до предельного крена под воздействием сил инерции и ударов, возникающих при наезде на неровности микрорельефа, так и после него. Сочетание препятствий в виде углублений и выступов с уклоном при их преодолении создают динамические явления.

С увеличением скоростей и влиянием микрорельефа динамические явления возрастают. Поэтому применение скоростной техники в сельском хозяйстве требует всестороннего изучения динамической устойчивости МТА и разработки мероприятий по предотвращению опрокидывания.

Проведенными исследованиями статистических данных о ДТП, на примере тракторов типа Т-150К, преследовалась цель выявить общие закономерности и последствия аварий, определить направление дальнейших исследований и предложить конструктивное решение сигнализирующего устройства, позволяющее предупреждать оператора об опасном крене машины или предельном склоне.

На сегодняшний день актуальным является использование высокоточных мобильных регистрационных комплексов для оценки динамических параметров тягово-транспортных средств при движении их на уклоне с помощью датчиков измеряющих ускорения.

Конструкция и габаритные размеры датчиков не влияют на вес и размеры трактора, легко устанавливаются и обладают высокой чувствительностью (800 мВ/г), что способствует их применению, для повышения безопасности работы колесных машин на склонах.

На основе датчиков, предлагается использовать сигнализирующее устройство, которое служит для предупреждения водителя об опасном крене машины на предельном уклоне и подает звуковой и световой сигнал непосредственно в кабину оператора.

Система при наличии опасности опрокидывания сигнализирует водителю о превышении допустимого угла наклона при помощи прибора ПЗФ-2К. Если водитель своими действиями не снижает опасности (уменьшение скорости движения вплоть до полной остановки машины), система останавливает мобильную машину принудительно.

Реализация предложенной схемы по обеспечению продольной и поперечной устойчивости мобильных машин водителем при движении на уклонах осуществлена в приборе ПЗФ-2К (рис. 2).



а) б)

а) общий вид прибора ПЗФ-2К; б) эксплуатационные испытания системы контроля

Рис. 2. Система контроля предельных углов наклона мобильной машины

Проведенные эксплуатационные испытания разработанного прибора ПЗФ-2К на колесных тракторах с шарнирно-сочлененными рамами тягового класса 30 кН показали его работоспособность и необходимое быстродействие для обеспечения поперечной и продольной устойчивости при движении машины на уклонах. Дальнейшее развитие системы будет заключаться в автоматизации процесса уменьшения скорости движения вплоть до полной остановки машины.

#### **Выводы.**

1. Установлено, что 96,5% сельскохозяйственных земель, располагаются на склонах до 5°, а 3,5% имеют уклон 5-15° и выше. В отдельных областях склоны крутизной более 5° имеют значительный удельный вес. Крутизна склонов (5-25°), где производятся транспортно-технологические операции, является основной причиной опрокидывания тракторов.

2. Разработаны прибор и алгоритм бортовых информационных систем тракторов с использованием высокоточных мобильных регистрационных комплексов для оценки динамических параметров тягово-транспортных средств при движении на уклоне.

3. Алгоритм Система при наличии опасности опрокидывания предусматривает сигнализацию водителю о превышении допустимого угла наклона при помощи прибора ПЗФ-2К. Если водитель своими действиями не снижает опасности (уменьшение скорости движения вплоть до полной остановки машины), система останавливает мобильную машину принудительно.

#### **Список использованных источников**

1. Амельченко П.А. Колесные тракторы для работы на склонах / П. А. Амельченко, И. П. Ксеневич, В. В. Гуськов, А. И. Якубович. – М.: Машиностроение, 1978. – 245 с.
2. Хачатрян Х. А. Работа почвообрабатывающих орудий в условиях горного рельефа / Х. А. Хачатрян. – Ереван: Армгосиздат, 1963, - 127 с.
3. Хохлов И. М. Проблемы механизации горного земледелия / И. М. Хохлов

- [и др.]. - Тбилиси: Сабчата сакартвело, 1965. – 159 с.
4. Сиреканян Р. В. О критерии поперечной динамической устойчивости тракторов / Сиреканян Р. В. // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. - № 9. С. 12-14.

## **Анотація**

### **УДОСКОНАЛЕННЯ БОРТОВИХ ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМ ТРАКТОРІВ ДЛЯ БЕЗПЕЧНОЇ РОБОТИ НА УХИЛАХ**

Полянський О.С., Кірієнко М.М., Задорожня В.В., Переверзева Л.М.

*Комплексна оцінка ландшафту України показала, що 96,5% сільськогосподарських земель, розташовуються на схилах до 5°, а 3,5% мають ухил 5-15° і вище. В окремих областях схили крутизною більше 5° мають значну питому вагу.*

*Встановлено, що крутизна схилів (5-25°), де виробляються транспортно-технологічні операції, є основною причиною перекидання тракторів.*

*Розроблені прилад і алгоритм бортових інформаційних систем тракторів з використанням високоточних мобільних реєстраційних комплексів для оцінки динамічних параметрів тягово-транспортних засобів при русі на ухилі.*

*Система при наявності небезпеки перекидання сигналізує водієві про перевищення допустимого кута нахилу за допомогою приладу ПЗФ-2К. Якщо водій своїми діями не знижує небезпеку (зменшення швидкості руху аж до повної зупинки машини), система зупиняє мобільний машину примусово.*

## **Abstract**

### **IMPROVEMENT OF IN-VEHICLE INFORMATION SYSTEMS OF TRACTORS FOR SAFE OPERATION ON SLOPES**

O. Polyansky, N. Kirienko, V. Zadorozhnyaya, L. Pereverseva

*A comprehensive assessment of the landscape of Ukraine showed that 96.5% of agricultural land located on the slopes up to 5°, and 3.5% have a slope of 5-15° and above. In some areas slopes steepness of more than 5° have a significant proportion.*

*It is established that the steepness of the slopes (5-25°), where transport and technological operations are carried out, is the main reason for the overturning of tractors.*

*The developed device and algorithm for in-vehicle information systems of tractors, using high-precision mobile registration systems to assess the dynamic parameters of the traction vehicle when driving on a gradient.*

*The system in the presence of danger of overturning signals to the driver about exceeding of an admissible angle of inclination by means of the device pzf-2K. If the driver does not reduce the danger by his actions (reducing the speed of movement up to a complete stop of the car), the system stops the mobile car forcibly.*



**ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА ТРИВАЛІСТЬ РОБІТ ПІД ЧАС  
ВИГОТОВЛЕННЯ ПАЛИВНИХ БРИКЕТІВ ІЗ РОСЛИННИХ ВІДХОДІВ**

**Полянський О.С., д.т.н., проф.**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

**Дьяконов О.В., асп., Д'яконов В.І., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Скрипник О.С., к.т.н.**

*Харківський національний університет міського господарства  
ім. О.М. Бекетова*

*Дослідження показали, що на різну тривалість перебування біомаси безпосередньо в потоці впливають багато випадкових факторів.*

*Проведено аналіз впливу місткості буферних пристроїв перед пунктом подрібнення рослинних відходів і змішувачем відходів НВЧ пристрою на завантаження технологічної лінії. Дослідження показує, що найбільше завантаження лінії досягається при місткості буферних пристроїв на 6...8 заготівель перед подрібненням і на 0,6...0,8 м<sup>3</sup> біоматеріалів перед змішуванням. Подальше збільшення місткості буферних облаштувань істотного впливу на підвищення завантаження технологічної лінії не робить.*

*З досліджень видно, що недостатня місткість буферного пристрою перед подрібненням може понизити завантаження усієї технологічної лінії на 5...10 %. При обмеженій місткості буферних пристроїв перед змішуванням зниження завантаження технологічної лінії може досягати 20...25 %.*

*Гнучкий взаємозв'язок верстатів в технологічній лінії з достатніми місткостями буферних пристроїв забезпечує підвищення завантаження лінії до 30 %.*

*Найменш надійним верстатом в технологічній лінії цеху є пункт подрібнення відходів. Дослідження показують, що завантаження технологічної лінії можна істотно підвищити, збільшивши надійність пункту подрібнення відходів до рівня, коли інтенсивність відмов його відповідатиме інтенсивності відмов верстатів відділення дрібних пиломатеріалів. При цьому завантаження лінії зростає до 10-12. Результати імітаційного моделювання показують, що при спільному підвищенні надійності пункту подрібнення відходів і верстата змішування різних відходів 0,0166 отк./год, завантаження технологічної лінії зростає на 2...3 %. Подальше спільне підвищення надійності верстатів не призводить до істотного зростання завантаження технологічної лінії. При зменшенні інтенсивності відмов вказаних вище верстатів з 0,0166 до 0,0100 отк./год завантаження лінії зростає на 0,5 %. Підвищити завантаження технологічної лінії можна шляхом зменшення тривалості часу відновлення пункту подрібнення відходів у разі його відмови.*

видно, що при збільшенні інтенсивності відновлення з 0,066 рем./год до 2,00 рем./год завантаження лінії зростає на 7 %.

**Ключові слова:** гнучка технологія, біопаливо, паливні брикети, технологічна лінія, виготовлення брикетів.

**Вступ.** Для багатьох сільськогосподарських регіонів України використання власного твердого біопалива доцільніше, ніж використання вугілля або нафтопродуктів, тому що вироблене з місцевої сировини біопаливо обходиться у десятки разів дешевше та екологічно привабливе [1-5].

Домінуюче значення за кількістю утворення відходів належить деревині та грубостебловим культурам, зокрема соняшнику, кукурудзі, а одним із раціональних методів їх утилізації є використання останніх як сировини для виготовлення твердого біопалива.[6-9].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Сільськогосподарські відходи, що використовуються, як паливо, мають ряд особливостей, що відрізняють їх від викопних енергоресурсів .

Найбільш значною паливно-технологічною особливістю біомаси є те, що її теплотворна здатність залежить від багатьох чинників: особливостей рослини, впливу навколишнього середовища, вологості, складу, умов зберігання та інших [4, 5, 8, 9]. На відміну від рослинних решток, відходи лісу доступні протягом всього року, але деревні відходи теж мають різну властивість. Різноманітність такої біомаси є негативним фактором при виготовленні паливних брикетів. Для застосування більш широкої номенклатури деревних і рослинних відходів необхідна досить гнучка адаптація станків до цих викликів. Виконані дослідження наочно демонструють, що трудомісткості виготовлення паливних брикетів з рослинних відходів є випадковими величинами, що мають досить широкий розкид. Крім відмінностей в біологічних особливостях рослинних відходів на трудомісткість виробництва брикетів впливають людські фактори (різна індивідуальна працездатність виконавців, різний досвід, кваліфікація, реакція організму на шкідливі виробничі фактори, тип характеру, психоемоційний стан тощо). Зниження працездатності і функціональних резервів відзначається в тих випадках, коли порушується планування роботи, а також режим праці, відпочинку і харчування. Найбільше часто виражений розвиток втоми має місце при інтенсивному професійному навантаженні, що перевищує фізіологічні і психологічні можливості конкретної людини. Раптові відмови технологічного обладнання, ремонтпридатність обладнання, перебої в подачі енергоресурсів. Всі ці чинники вимагають гнучкої технології виготовлення паливних брикетів з рослинних відходів [2].

**Результати дослідження.** Потік рослинних відходів – це складна людино- машина-біомасова система рис.1, на стабільну роботу якої впливає величезна кількість різних факторів, що носять імовірнісний характер. На перший погляд може здатися, що найкращим рішенням буде встановлення єдиного такту з погодженням часу виконання робіт на всіх позиціях. Але, щоб здійснити таку синхронізацію, треба добре собі уявляти, від яких факторів

залежить сама тривалість робіт [2].

Дослідження показали, що на різну тривалість перебування біомаси безпосередньо в потоці впливають багато випадкових факторів. Всі фактори можна умовно розділити на чотири групи:

1. Біологічні особливості рослинних відходів

2. Людські фактори (різна індивідуальна працездатність виконавців, різний досвід, кваліфікація, реакція організму на шкідливі виробничі фактори, тип характеру, психоемоційний стан тощо);

3. Функціональні фактори технологічного процесу (раптові відмови технологічного обладнання, ремонтпридатність обладнання, перебої в подачі енергоресурсів);

4. Метрологічні фактори технологічного процесу (взаємозалежність у переміщенні відходів між позиціями).

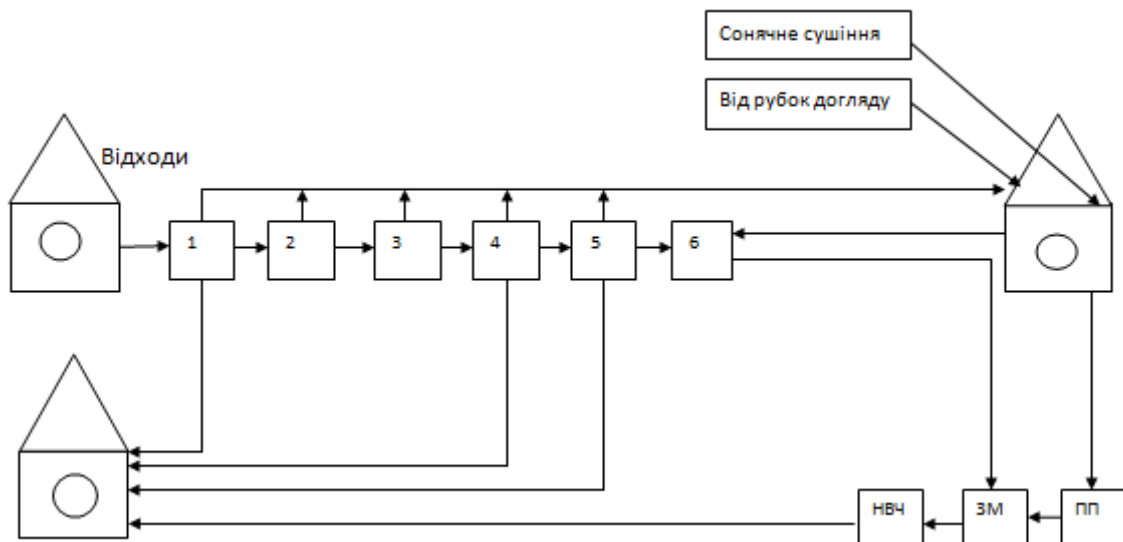
Кожна з цих груп, у свою чергу, може бути розбита на відповідні підгрупи.

Розглянемо кожну групу факторів окремо.

Рослинні і деревні відходи характеризуються сезонністю і районністю утворення. Рослинні та деревинні відходи винятково різноманітні за характером будови і за своїми фізико-хімічними властивостями як паливо. Ці властивості є наслідком їх ботанічних особливостей, умов зростання, клімату й ґрунту, які впливають на тривалість тривалість робіт при виготовленні брикетів (рис. 1)

Нормування праці має значення не тільки для нарахування заробітної плати, розрахунку необхідного контингенту працюючих, визначення конкретної вартості, але мало б бути пов'язано з науковою організацією робіт на потоці.

Перша група факторів носить імовірнісний характер з найбільшим розсіюванням можливих значень.



1-окорочний станок; 2-лісопильна рама; 3-деревобробний станок; 4-обрізний станок; 5-торцювочний станок; 6-дільниця для подрібнення РВ; ПП-подрібнення поліетилену; ЗМ-змішувач з НВЧ-НВЧ пристрій для формування паливних брикетів; О-склад.

Рис. 1 – Технологічні маршрути обробки біосировини при виробництві паливних брикетів з рослинних відходів (стаціонарний варіант)

Складну вірогідну вагомість представляє друга група факторів. Людина – складна психологічна та психофізіологічна істота. На її працездатність впливає величезна кількість суб'єктивних факторів.

Умови праці, її інтенсивність або монотонність, склад робочих операцій в сукупності змінюють психофізіологічні показники життєдіяльності організму: може поступово зменшуватися сила м'язів, підніматися кров'яний тиск, підвищуватися пульс, зростати кількість помилок, знижуватися увага, послаблюватися психічна реакція.

Протягом трудової діяльності працездатність організму людини весь час змінюється. Існують загальні причини, які впливають на працездатність людини в часі. Ці зміни відбуваються протягом робочого дня, доби і тижня. Їх прийнято називати динамікою працездатності [2].

Розглянемо спочатку зміни рівня працездатності людини протягом робочого дня (рис. 2). Рівень працездатності людини показаний в умовних одиницях, а сама крива дає лише загальну тенденцію її зміни.

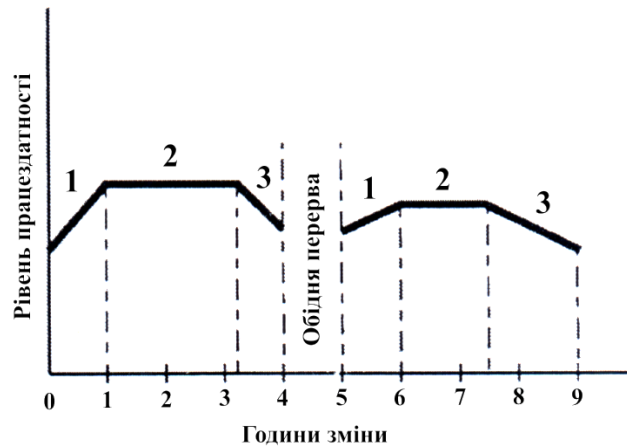
Протягом робочої зміни можна виділити кілька стадій працездатності.

Перша стадія працездатності характеризується входженням. У період цієї стадії працездатність поступово збільшується і зрештою, досягає свого максимального значення. Але на самому початку цього періоду працездатність невисока. Входження відбувається тому, що на кожну людину впливають багато побічних факторів, які виникають ще до початку робочої зміни. Вся справа в тому, що перед тим, як приступити до виконання виробничих функцій, людина, як правило, завжди чимось зайнята, її щось відволікає або хвилює. Це може бути причина побутового характеру; конфлікти в родині, побутова невлаштованість, проблема зі здоров'ям і т. д. Ця причина може якийсь час займати його думки.

Друга стадія характеризується стійкою працездатністю на високому рівні для даної людини. Під час цієї стадії могли бути досягнуті найвищі техніко-економічні показники роботи, але шкідливі виробничі фактори гальмують працездатність. На третій стадії рівень виробничих показників поступово починає знижуватися, зменшується продуктивність праці і погіршується якість роботи. Разом з тим наростає напруження психофізіологічних функцій шкідливі виробничі фактори буквально дратують людину. Таким чином, основним при - знаком третьої стадії є стомлення. По суті цей період являє собою конфлікт між основною й відновлювальною функціональними системами. Для різних людей ця стадія може мати різну тривалість: від декількох годин до декількох хвилин.

У другій половині робочого дня всі стадії повторюються, хоча і мають свої особливості. Так, наприклад, стадія входження має більш коротку тривалість, а стадія стійкої роботи не дотягує до того рівня, який був у першій половині дня. Шкідливі виробничі фактори серйозно гальмують працездатність людини.

Загальний рівень працездатності людини змінюється також і протягом тижня (рис. 3).



1 – період входження в роботу; 2– період стійкої працездатності на високому рівні; 3 – період розвивається стомлення

Рис. 2 – Узагальнена крива зміна рівня працездатності протягом дня

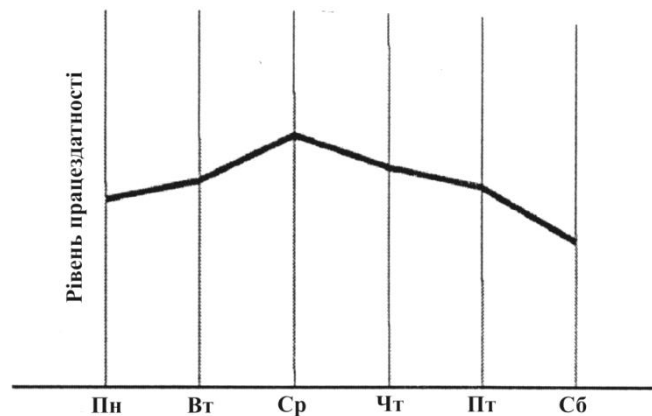


Рис. 3 – Зміна рівня працездатності протягом тижня

Крива працездатності протягом тижня дозволяє виділити три стадії: вироблення (понеділок), відносно постійна працездатність (вівторок, середа, четвер), розвивається стомлення (п'ятниця, субота). Знання цієї кривої дозволяє правильно планувати продуктивність праці людини по днях тижня. Крім того, при плануванні режиму роботи підприємства, найбільш оптимальним буде п'ятиденний робочий тиждень з двома спареними вихідними днями (субота та неділя). Прийнятий у даний час у багатьох підприємствах режим роботи з двома днями поспіль по 12 годин і потім дводенною перервою, не відповідає раціональному використанню працездатності.

Ну й, звичайно, певний інтерес представляє також зміна рівня працездатності протягом доби (рис.4).

З графіка видно, що в працездатності людини протягом доби можна виділити три періоди. Протягом першого періоду з 6 годин ранку до 15 години дня працездатність підвищується (крива А). Свого піку вона досягає до 10-11 годин, а потім починає поступово знижуватися. У другому періоді вона знову підвищується (крива Б). А протягом третього періоду, починаючи з 22 години

вечора, починає падати, причому пік її припадає на 3 години ночі (крива В).

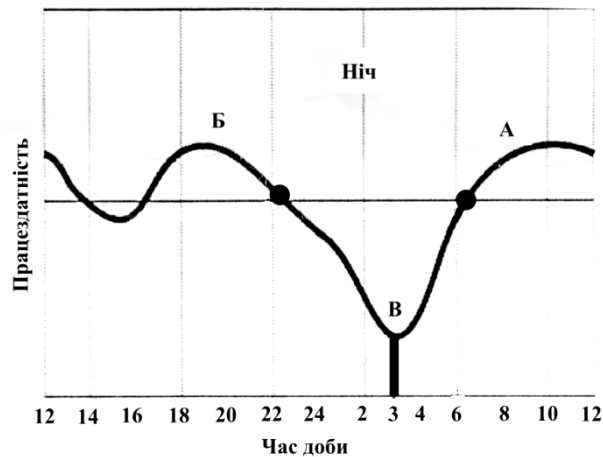


Рис. 4 – Зміна рівня працездатності протягом доби

Крім цього, є індивідуальні причини, що залежать від психологічної і психофізичної сутності кожної людини. Індивідуальна працездатність залежить від досвіду людини, його віку, інтелекту, стану здоров'я, типу характеру, настрою, психоемоційного стану. Їх діапазон в цілому може відрізнятись в 3-4 рази, а то і більше. Враховуючи, що для біопідприємства контингент працівників щодо рівномірний, діапазон індивідуальних здібностей визначений на підставі методу експертних оцінок і становить: 2 – 3.

Крім представлених графіків зміни працездатності людини протягом робочої зміни, доби, тижня, існують і інші чинники, які надають безпосередній вплив на стан людини. Так, наприклад, добре відомо, що на загальний стан людини чинять сильний вплив різні небесні тіла, а також погодні умови. До числа таких факторів можна віднести сонячну активність, магнітні бурі, періоди повного місяця, зміни тиску атмосферного повітря. Окремо слід відмітити вплив глобального потепління.

Серед психо-емоційних факторів, що роблять вплив на всіх працюючих, існують фактори, що носять індивідуальний характер. Ці чинники залежать від психологічної і психофізіологічної сутності кожної окремої людини. Індивідуальні працездатності залежать від досвіду людини, його віку, інтелекту, типу характеру, стану здоров'я, настрою, психо-емоційного стану, фази біоритмів і т. д. Накладення цих випадкових факторів дає в результаті також випадковий стан людини, що відображається на його працездатності. Діапазон цих станів може відрізнятись в кілька разів [2].

Є також побутові та соціальні фактори, які практично не піддаються контролю, але безпосередньо впливають на можливість виконання виробничим персоналом своїх трудових функцій.

Людський організм є куди більш складною структурою в порівнянні, наприклад, з технологічним обладнанням. Він схильний до не тільки «поломок», а й душевним, і психологічних розладів, який впливає на його працездатність.

Таким чином, людський фактор також є інтегральним чинником, що залежать від великої кількості випадкових причин, і носить імовірнісний характер, правда, з меншим діапазоном можливих значень в порівнянні з першим фактором.

На індивідуальну теоретичну (попередню) трудомісткість обробки біомаси, певну з урахуванням факторів першої групи, накладається ще індивідуальна працездатність кожного конкретного виконавця. І, таким чином, фактична тривалість обробки носить ще більш випадковий характер.

З огляду на, що людський фактор дуже впливає на хід технологічного процесу, повинна обов'язково використовуватися така технологія і організація виробництва, яка б дозволяла звести вплив цього фактора до мінімуму.

Дослідники вивчали вірогідну природу переробки біомаси, не враховуючи при цьому людський фактор, який також безпосередньо впливає на хід технологічного процесу. Цей фактор найбільш складно піддається аналізу, але враховуватися в людино-машинних системах він повинен обов'язково. Вивченням цих факторів безпосередньо займаються інші науки, але при організації поточного виробництва брикетів необхідно обов'язково враховувати багато рекомендацій, що стосуються наукової організації праці людини.

Треба відзначити, що чинники цієї групи носять загальний характер і роблять свій вплив на хід виробничих процесів в будь-яких галузях промисловості. Тому, наприклад, швидкість руху складальних конвеєрів на заводах в Японії вже давно змінюється протягом трудового дня.

До третьої групи факторів, що впливають на простій біомаси відносяться відмови технологічного обладнання, ремонтпридатність обладнання (час його відновлення) і перебої в подачі енергоресурсів.

Простої біомаси на позиціях можуть мати місце і в результаті відмов технологічного обладнання. До четвертої групи чинників слід віднести метод організації переробної ділянки, спосіб переміщення подрібнених відходів між позиціями. Фактори цієї групи здебільшого є ендогенними і можуть бути зведені до мінімуму за рахунок наукової організації поточного переробного виробництва. При стаціонарному методі біобробки організаційно структурний фактор відіграє невелику роль, так як немає необхідності в постійному переміщенні відходів. Але стаціонарний метод є низькопродуктивним, так як не дозволяє використовувати повний комплекс технологічного обладнання [10].

Таким чином, по відношенню до біопідприємства, першу і другу групу факторів можна віднести до зовнішніх (екзогенних) факторів. Інші дві групи факторів є внутрішніми (ендогенними).

На підсумкову тривалість виконання біопереробних робіт впливають різні групи факторів. Всілякі комбінації цих факторів породжує безліч підсумкових результатів на виході.

Таким чином, через велику кількість випадкових факторів, які дуже важко передбачити, здійснити повну синхронізацію робіт на позиціях потокової лінії не представляється можливим. Втрати часу на вимушені простої при жорсткій формі організації виробництва неминучі.

Як показала практика, численні потуги синхронізувати закінчення робіт

на всіх позиціях через величезної кількості випадкових факторів не мають жодних шансів на успіх і є абсолютно не тим напрямком, в сторону якого треба рухатися при вдосконаленні підприємств. Будь-які спроби, спрямовані на забезпечення синхронізації часу виконання робіт на позиціях жорсткої потокової лінії, приречені на провал. Виходячи з принципу різноманітності [8], протистояти різноманітності середовища, може тільки та сама різноманітність середовища. Одним з таких рішень для виробничого середовища є гнучка система, що дозволяє здійснювати індивідуальний підхід до кожного конкретного випадку. Тому найбільш прийнятною формою організації технологічного процесу є потік з вільним індивідуальним тактом, що дозволяє при різних часових показниках здійснювати незалежне переміщення відходів, тобто - гнучкий потік. Це можливо тільки в разі переміщення відходів за допомогою трубопроводів. Однак такі технології вимагають відповідних оригінальних компоновок будівель. На жаль, існуючі підприємства не дозволяють перейти на більш прогресивну форму виробництва. Таким чином, однією з причин, що гальмують впровадження нового типу потоку, є застаріле планування діючих підприємств. Разом з тим після відповідної реконструкції таких підприємств цілком можливо впровадження на них потоки, що володіють певними елементами гнучкості. Нами розроблена гнучка потокова технологічна лінія для розчищення лісосік та переробки рослинних та деревних відходів в тверде паливо. Що досить сильно впливає на роботу лінії – це буферні пристрої [11, 12].

Результати імітації технологічного процесу цеху при різних місткостях буферних пристроїв, приведені на рис. 5

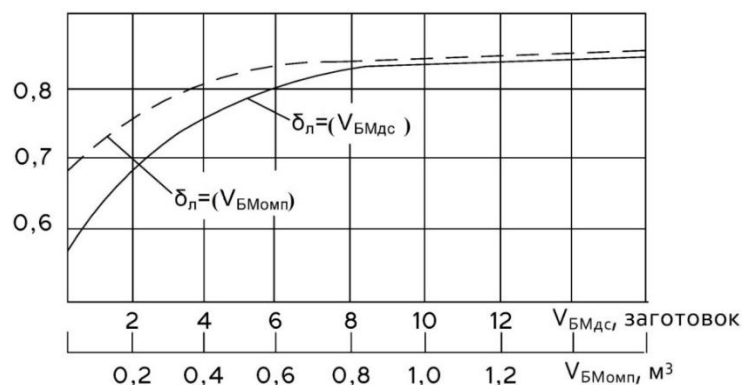


Рис. 5 – Вплив місткості буферних пристроїв на завантаження технологічної лінії

Аналіз впливу місткості буферних пристроїв перед пунктом подрібнення рослинних та деревних відходів і змішувачем відходів НВЧ пристрою на завантаження технологічної лінії показує, що найбільше завантаження лінії досягається при місткості буферних пристроїв на 6...8 заготівель перед подрібненням і на 0,6...0,8 м<sup>3</sup> біоматеріалів перед змішуванням. Подальше збільшення місткості буферних облаштувань істотного впливу на підвищення завантаження технологічної лінії не робить.

З графіку на рисунку 5 видно, що недостатня місткість буферного пристрою



перед подрібненням може понизити завантаження усієї технологічної лінії на 5...10 %. При обмеженій місткості буферних пристроїв перед змішуванням зниження завантаження технологічної лінії може досягати 20...25 %.

З приведеного графіку видно, що гнучкий взаємозв'язок верстатів в технологічній лінії з достатніми місткостями буферних пристроїв забезпечує підвищення завантаження лінії до 30 %.

На показники якості функціонування гнучкого біообробного процесу істотний вплив робить надійність вживаних верстатів [13].

Найменш надійним верстатом в технологічній лінії цеху є пункт подрібнення відходів.

На рисунку 6 приведено графік залежності завантаження технологічної лінії від параметрів надійності верстатів в цеху.

З графіку видно, що завантаження технологічної лінії можна істотно підвищити, збільшивши надійність пункту подрібнення відходів до рівня, коли інтенсивність відмов його відповідатиме інтенсивності відмов верстатів відділення дрібних пиломатеріалів. При цьому завантаження лінії зростає до 10-12%.

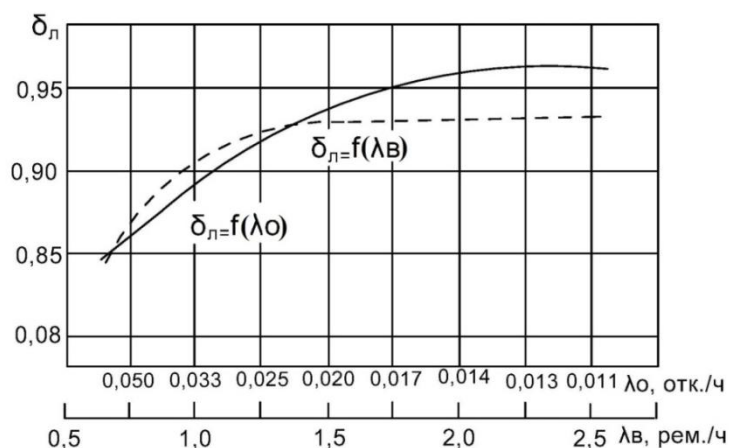


Рис.6 – Вплив надійності верстатів на завантаження технологічної лінії

Результати імітаційного моделювання показують, що при спільному підвищенні надійності пункту подрібнення відходів і верстату змішування різних відходів, завантаження технологічної лінії зростає на 2...3 %. Подальше спільне підвищення надійності верстатів не призводить до істотного зростання завантаження технологічної лінії. Підвищити завантаження технологічної лінії можна шляхом зменшення тривалості часу відновлення пункту подрібнення відходів у разі його відмови.

**Висновки.** Проведено комплексний аналіз можливих причин, що впливають на коливання часу виготовлення паливних брикетів із рослинних відходів на позиціях потоку. До цих причин можна віднести насамперед людський фактор: працездатність виконавців, їх професійні якості, психоемоційний стан, а також організаційно-технічні та організаційно-технологічні фактори виробництва.

На показники якості функціонування гнучкого біообробного процесу істотний вплив робить надійність вживаних верстатів.

Найменш надійним верстатом в технологічній лінії цеху є пункт подрібнення відходів.

### Список використаних джерел

1. Генкин А.А. Новая информационная технология анализа медицинских данных. – С.-Пет.: Политехника, 1999. – 190с.
2. Ударцева Т.Є. Урахування психофізіологічних обмежень авіаційних операторів як шлях попередження авіаційних подій // АВІА- 2003: Матеріали V Міжнародної науково – технічної конференції. – Київ, 2003. – Т.2. – с.105- 110.
3. Дьяконов О. В. Забезпечення безпеки життєдіяльності в період глобального потепління на Слобожанщині / Дьяконов О.В., Д'яконов В.І. // Комунальне господарство міст: наук.-техн. зб. — Серія : Технічні науки та архітектура — Харків : ХНУМГ. — 2011. — Вип. 99. — С. 113-117.
4. Дьяконов В. І. Ресурсний потенціал та перспективи використання енергії біомаси для газифікованих двигунів / В. І. Дьяконов, О. В. Богомолів, В. П. Богомоліва, О. В. Дьяконов та ін. // Вісн. ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Серія : Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв — Харків : ХНТУСГ ім.П. Василенка, 2011. — Вип. 119. — С.62-67.
5. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Утилізація рослинних і деревних відходів паркової зони міста / Комунальное господарство міст: Наук.-техн. зб. // ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2015. – Вип. 124. – С. 49-52.
6. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Особливості функціонування гнучких технологій переробки рослинних та деревинних відходів / Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Днепропетровск : ПГАСА, 2015. – Вып. 83. – С.113-117.
7. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Вплив вологості деревних відходів на фізико-механічні властивості біокомпозиції / // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. / ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 128. – С. 53-57.
8. Д'яконов В.І., Дьяконов О.В., Скрипник О.С., Нікітченко О.Ю. Еколого-економічні питання утилізації опалого листя у місті харкові / // Комунальне господарство міст: Наук.-техн. зб. / ХНУМГ ім. О.М. Бекетова. Харків, – 2016. – Вип. 129. – С. 85-91.
9. Д'яконов В.І., Скрипник О.С., Дьяконов О.В. Шляхи утилізації опалого листя на територіях міста / // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. Серія: Безопасность жизнедеятельности вып. 93, – Днепропетровск : ПГАСА, 2016. – С.178-183.
10. Мямлин В. В. Совершенствование поточного метода ремонта вагонов за счет гибкости транспортной системы между технологическими модулями [Текст] / В. В. Мямлин // Жалізн. трансп. України. – 2008. – №4. – С. 15-17.
11. Мямлин В. В. Повышение эффективности поточного метода ремонта вагонов путём использования специальных архитектурно-технологических решений, обеспечивающих гибкую связь между

- позициями[Текст] / В. В. Мямлин// Проблемы и перспективы развития вагоностроения: Материалы IV Всерос. науч.-практ. конф. (Брянск, 09.10-10.10.2008). – Брянск, 2008. – С. 76-78.
12. Мямлин, В. В. Теоретические основы создания гибких поточных производств для ремонта подвижного состава : монография / В. В. Мямлин. – Днепропетровск : ЧФ «Стандарт-Сервис», 2014. – 380 с.
  13. Пат. 122656 Україна, МПК В27L 11/00. Гнучка потокова технологічна лінія для розчищення лісосік та переробки рослинних та деревних відходів в тверде паливо / Дьяконов О. В., Д'яконов В. І., Полянський О.С.; Заявник і патентовласник Харківський нац. ун-т міського господарства імені О.М. Бекетова, — №201706251; заявл. 19.06.2017; опубл. 20.01.2018, Бюл. № 13. с.9.

## **Аннотация**

### **ФАКТОРЫ ВЛИЯНИЯ НА СРОК РАБОТ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ТОПЛИВНЫХ БРИКЕТОВ ИЗ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ**

Полянский А.С., Дьяконов А.В., Дьяконов В.И., Скрипник Е.С.

*Исследования показали, что на разную продолжительность пребывания биомассы непосредственно в потоке влияет много случайных факторов.*

*Проведен анализ влияния емкости буферных устройств перед пунктом измельчения растительных отходов и смесителем отходов СВЧ устройства на загрузку технологической линии. Исследование показывает, что больше всего загрузки линии достигается при вместимости буферных устройств на 6...8 заготовок перед измельчением и на 0,6...0,8 м<sup>3</sup> биоматериалов перед смешиванием. Дальнейшее увеличение емкости буферных устройств существенного влияния на повышение загрузки технологической линии не делает.*

*Из исследований видно, что недостаточная емкость буферного устройства перед измельчением может снизить загрузку всей технологической линии на 5...10%. При ограниченной емкости буферных устройств перед смешиванием снижение загрузки технологической линии может достигать 20...25%.*

*Гибкая взаимосвязь станков в технологической линии с достаточными емкостями буферных устройств обеспечивает повышение загрузки линии до 30%.*

*Наименее надежным станком в технологической линии цеха есть пункт измельчения отходов. Исследования показывают, что загрузка технологической линии можно существенно повысить, увеличив надежность пункта измельчения отходов до уровня, когда интенсивность отказов его отвечают интенсивности отказов станков отделения мелких пиломатериалов. При этом загрузка линии возрастает до 10-12. Результаты имитационного моделирования показывают, что при совместном повышении надежности пункта измельчения отходов и станка смешивания различных отходов 0,0166 отк. / Час, загрузка технологической линии возрастает на 2...3%. Дальнейшее совместное повышение надежности станков не влечет к существенному росту загрузки технологической линии. При уменьшении интенсивности отказов указанных*

выше станков с 0,0166 до 0,0100 отк. Час загрузки линии растет на 0,5%. Повысить загрузку технологической линии можно путем уменьшения продолжительности времени восстановления пункта измельчения отходов в случае его отказа. видно, что при увеличении интенсивности восстановления с 0,066 рем./час до 2,00 рем./час загрузки линии возрастает на 7%.

## **Abstract**

### **EFFECT ON THE TERM OF WORK DURING THE MANUFACTURE OF FUEL BRIQUETTES FROM PLANT WASTE**

Polyansky O.V., Dyakonov O.V., Dyakonov V.I., Skrypnik O.S.

*Studies have shown that many random factors affect the different duration of the biomass directly in the stream.*

*The analysis of the effect of the capacity of buffer devices before the point of shredding plant waste and the microwave waste device mixer on the loading of the technological line was carried out. The study shows that the most loading line is achieved when the capacity of the buffer device for 6...8 blanks before grinding and 0.6...0.8 m<sup>3</sup> of biomaterials before mixing. A further increase in the capacity of the buffer devices does not significantly affect the increase in the load on the technological line.*

*From studies it is clear that insufficient capacity of the buffer device before grinding can reduce the load on the entire process line by 5...10%. With limited capacity of buffer devices before mixing, the reduction in the load on the technological line can reach 20...25%.*

*The flexible interconnection of machines in the processing line with sufficient capacities of buffer devices ensures an increase in the line load of up to 30%.*

*The least reliable machine in the production line of the shop has a waste shredding point. Studies show that the loading of the process line can be significantly increased by increasing the reliability of the waste shredding station to a level where the failure rate of it meets the failure rate of the small lumber separation machines. At the same time loading of the line increases to 10-12. The simulation results show that with a joint increase in the reliability of the waste shredding station and the mixing machine of various waste, 0.0166 otk. / Hour, loading of the technological line increases by 2 ... 3%. A further joint increase in machine reliability does not lead to a significant increase in the load on the production line. When reducing the failure rate of the above machines from 0,0166 to 0,0100 otk. / Hour loading line is growing at 0.5%. It is possible to increase the loading of the processing line by reducing the length of time for recovery of the waste shredding station in case of its failure. it is seen that with an increase in the intensity of recovery from 0.066 rem. / hour to 2.00 rem. / hour line load increases by 7%.*

## РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЯГОВОЇ ДИНАМІКИ ТРАКТОРА ХТЗ-243К

**Мельник В.І., д.т.н., проф., Антощенко Р.В., д.т.н., доц., Антощенко В.М., к.т.н., проф., Кісь В.М., к.т.н., доц., Галич І.В., ст. викл.**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

*В роботі наведено результати тягових-енергетичних експериментальних досліджень колісного трактора ХТЗ-243К.20. Результати досліджень отримано за допомогою виміральної системи динаміки і енергетики мобільних машин. Наведено характеристики двигуна ЯМЗ 53645-01. Побудовано залежності буксування рушіїв трактора та тягової потужності трактора від сили тяги на гаку.*

**Постановка проблеми.** Розвиток конструкцій тракторів направлено на підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів (МТА) та поліпшення умов праці тракториста. Вирішення цих завдань пов'язане з вдосконаленням конструкцій всіх механізмів, вузлів і агрегатів трактора, а також з підготовкою висококваліфікованих кадрів для тракторобудування.

Сучасне виробництво розвивається в умовах науково-технічної революції. Важлива роль належить науці, яка стає безпосередньо продуктивною силою. Тому випробування машин є джерелом даних, необхідних для перевірки технічних рішень як розрахунковими, так і польовими методами. До випробувань залучаються найбільш кваліфіковані фахівці.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На базі навчально-дослідного поля ХНТУСГ (м. Мерефа) співробітниками університету регулярно проводяться науково-дослідні роботи по визначенню тягово-динамічних показників МТА та сільськогосподарських агрегатів. Було проведено дослідження таких тракторів як ХТЗ-280Т [1] та ХТЗ-242 [2] виробництва ПАТ «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе». Окрім даних моделей в рамках програми науково-технічних досліджень у відповідності з договором про науково-технічне співробітництво та проведення експериментальних досліджень було проведено динаміко-тягові випробування дослідного зразка колісного трактора ХТЗ-243К.20.

**Метою даної роботи** є визначення тягової динаміки трактора ХТЗ-243К з різними типами ходових систем і баластним вантажем шляхом проведення польових досліджень.

**Результати досліджень.** На Харківському тракторному заводі спроектовано нову модель колісного універсального трактора, параметри якого максимально наближені до європейських стандартів. Розроблена на основі трактора ХТЗ-170 машина, що отримала назву ХТЗ-243К (рис. 1), вигідно відрізняється від попередніх фірмових розробок поліпшеними економічними та експлуатаційними характеристиками.



Рис.1 – Трактор ХТЗ-243К

Основне призначення трактора – сільське господарство: обробіток ґрунту, посів, збирання врожаю, транспортування, кормозаготівля. Трактор за розмірами ідентичний машинам рівного діапазону за потужністю.

– компактні габарити машини вагою 8,5 тон знаходяться в межах 6,4 / 2,46 / 3,46 метра;

– база ходової частини в межах 2,86 м, ширина колії 1,86 метра;

– висота дорожнього кліренсу – 0,40 м;

– радіус повороту без пригальмовування не більше – 6,7 метра.

При установці спарених коліс ширина збільшується на 1 метр, але при цьому відбувається дворазове зниження питомого тиску на ґрунт [3].

Модернізація вузлів:

КПП – модернізована система очищення оливи. Застосовано новий фільтр зі збільшеним терміном використання з 250 до 500 год, Винесено перепускний клапан в доступне місце та перенесено заправну горловину [4].

Двигун ЯМЗ 53645-01 – шестициліндровий, рядний, потужністю 250 к.с., оснащений системою Common Rail, екологічний – Stage III A. Характеристики двигуна наведено на рис. 2.

Програма випробувань включала в себе проведення наступних видів робіт:

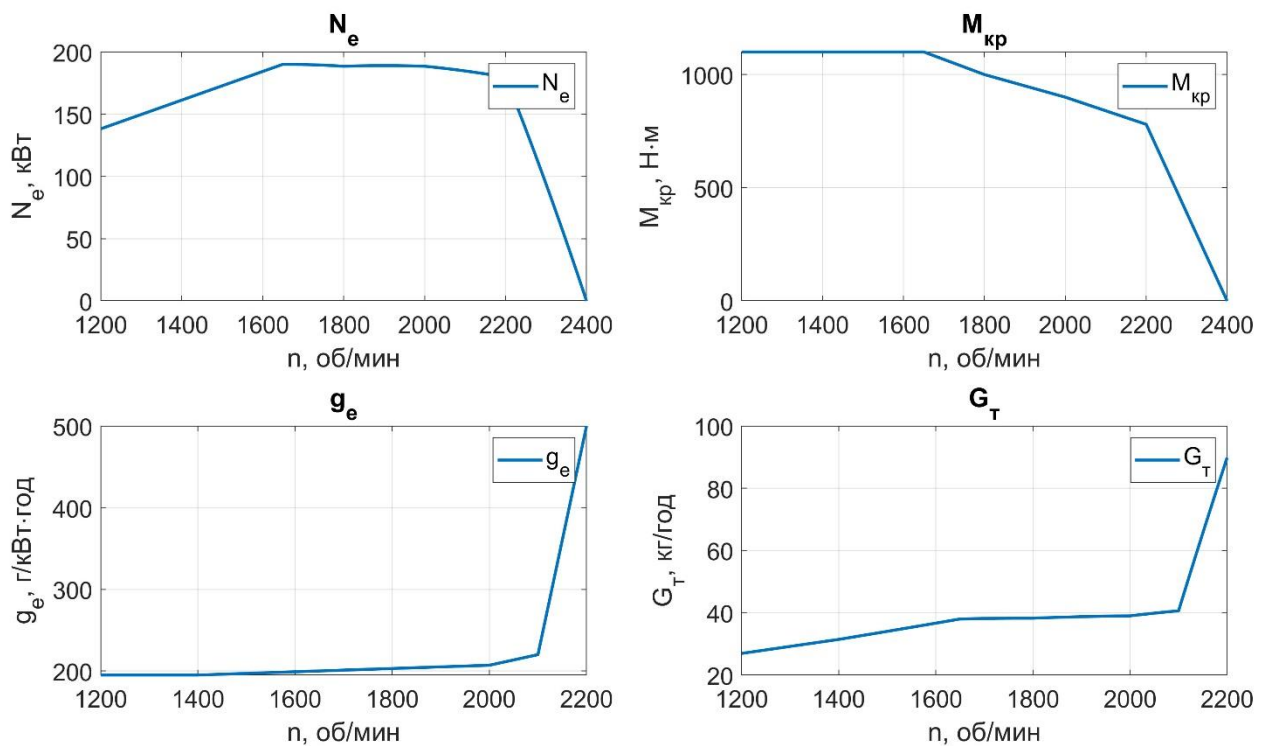
– підготовка трактора до експериментальних (польових) випробувань;

– зняття тягових характеристик трактора з одинарними колесами 23,1R26 і баластом;

– зняття тягових характеристик трактора зі здвоєними колесами 23,1R26 (x2) і баластом;

– зняття тягових характеристик трактора зі здвоєними колесами 23,1R26 (x2) без баласту;

– зняття тягових характеристик трактора з одинарними колесами 23,1R26 без баласту.



$N_e$  – ефективна потужність, кВт;  $M_e$  – ефективний крутний момент, Н·м;  $g_e$  – питома витрата палива, г/кВт·год;  $G_T$  – годинна витрата палива, кг/год

Рис. 2 – Характеристики двигуна ЯМЗ 53645-01

Всі роботи по вимірюванню тягових характеристик було проведено на одному агрофоні.

Дослідження динамічних і тягово-енергетичних характеристик трактора відбувалося під час:

- руху одиночного трактора по полю на транспортних передачах для визначення динамічних радіусів коліс;
- руху трактора ХТЗ-243К, до якого через тензометричний датчик і трос, приєднувався трактор ХТЗ-280Т і плуг ПНЛ-8-35 для визначення тягової характеристики трактора.

При проведенні випробувань використовувалась «Вимірювальна система динаміки і енергетики мобільних машин» (рис. 3) [5], яка включає обчислювальний блок, ноутбук і наступні датчики:

- інерційно-вимірювальний пристрій – це ув'язнені в одному корпусі трьох осей акселерометр і гіроскоп;
- навігаційний приймач GPS, антена якого розташовувалась на даху трактора;
- датчики швидкості обертання коліс, які встановлювались співвісно з бортовими редукторами трактора;
- датчик тягового зусилля (електронний динамометр).



1 – обчислювальний модуль; 2 – датчики; 3 – блок живлення

Рис. 3 – Загальний вигляд вимірювальної системи і датчиків

Система визначає лінійні прискорення і кутові швидкості обертання навколо осей симетрії мобільної машини, поступову швидкість, географічне положення, витрату палива, тягове зусилля, швидкості обертання коліс.

При проведенні досліджень визначали наступні показники його роботи:

- силу тяги на різних передачах;
- дійсну швидкість руху;
- буксування рушіїв;
- динамічні радіуси коліс.
- тягову потужність (розрахунковим методом);
- траєкторії руху трактора.

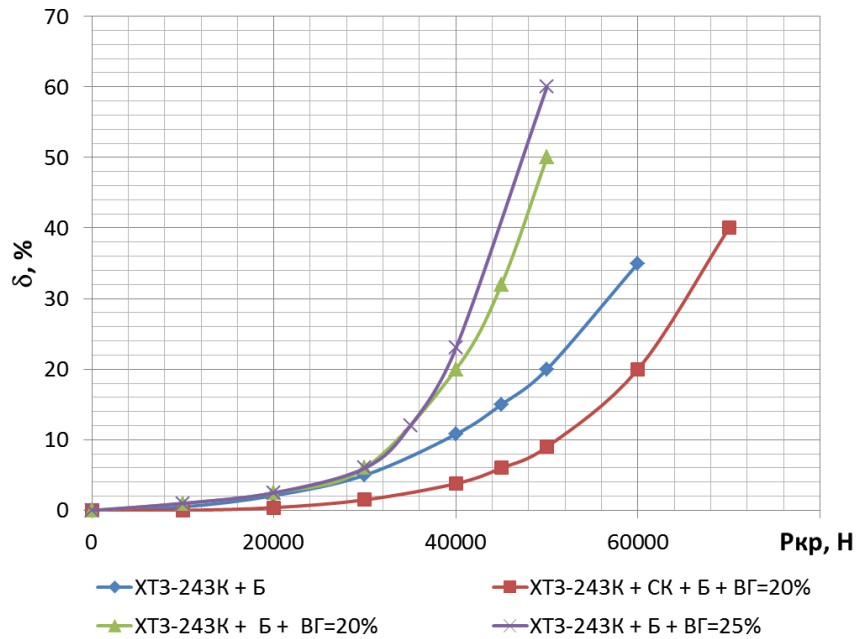
Показники стану ґрунту на полі, де проводилися випробування: вологість ґрунту в шарах 0-5 см, 5-10 см, 10-15 см і 15-20 см коливалася в межах 15,8-25%, 11,12-18%, 8,08- 12%, 8,08-12% відповідно; твердість ґрунту в тих же шарах становила 2,9 / 3,86 МПа, 3,4 / 3,8 МПа, 3,0 / 4,01 МПа, 2,9 / 6,2 МПа.

При проведенні випробувань вологість ґрунту становила 20-25%. Стан ґрунту не відповідав нормативам для проведення тягових випробувань відповідно до [6]. На рис. 4 наведено зовнішній вигляд ґрунту (ґрунтозацепів шин трактора). Спостерігалось налипання ґрунту на шини і забивання ґрунтозацепів. Отримані залежності буксування (рис. 5) при вологості ґрунту 20-25% не дозволяють адекватно оцінити тягові характеристики трактора.



Рис. 4 – Стан ґрунтозацепів шин трактора





ХТЗ-243К + Б – трактор з встановленим баластом, вологість ґрунту 15%; ХТЗ-243К + Б + ВГ=20% – трактор з встановленим баластом, вологість ґрунту 20%; ХТЗ-243К + Б + ВГ=25% – трактор з встановленим баластом, вологість ґрунту 25%; ХТЗ-243К + СК + Б + ВГ=20% – трактор на здвоєних колесах і встановленим баластом, вологість ґрунту 20%

Рис 5. Залежності буксування коліс трактора ХТЗ-243К для різних колісних систем і баластування від сили тяги на гаку

Отримана залежність буксування коліс трактора ХТЗ-243К на одинарних колесах з баластом при вологості ґрунту 15% від сили тяги на гаку відповідає характеристиці буксування трактора ХТЗ-242К [2] з такими ж умовами агрегування (одинарні колеса + баласт). У зв'язку з недостовірними умовами проведення випробувань трактора ХТЗ-243К, враховуючи, що показники потужності та вагові характеристики збігаються з трактором ХТЗ-242К, розраховуємо тягові характеристики трактора ХТЗ-243К за характеристиками буксування трактора ХТЗ-242К.

Для трактора ХТЗ-243К на одинарних колесах з баластом залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta = 2 \cdot 10^{-13} \cdot P_{кр}^3 - 3 \cdot 10^{-9} \cdot P_{кр}^2 + 8 \cdot 10^{-5} \cdot P_{кр} \quad (1)$$

Для трактора ХТЗ-243К на здвоєних колесах з баластом залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta = 8 \cdot 10^{-22} \cdot P_{кр}^4 + 7 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^3 + 2 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^2 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр} + 0,0002 P_{кр} \quad (2)$$

Для трактора ХТЗ-243К на здвоєних колесах без баласту залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

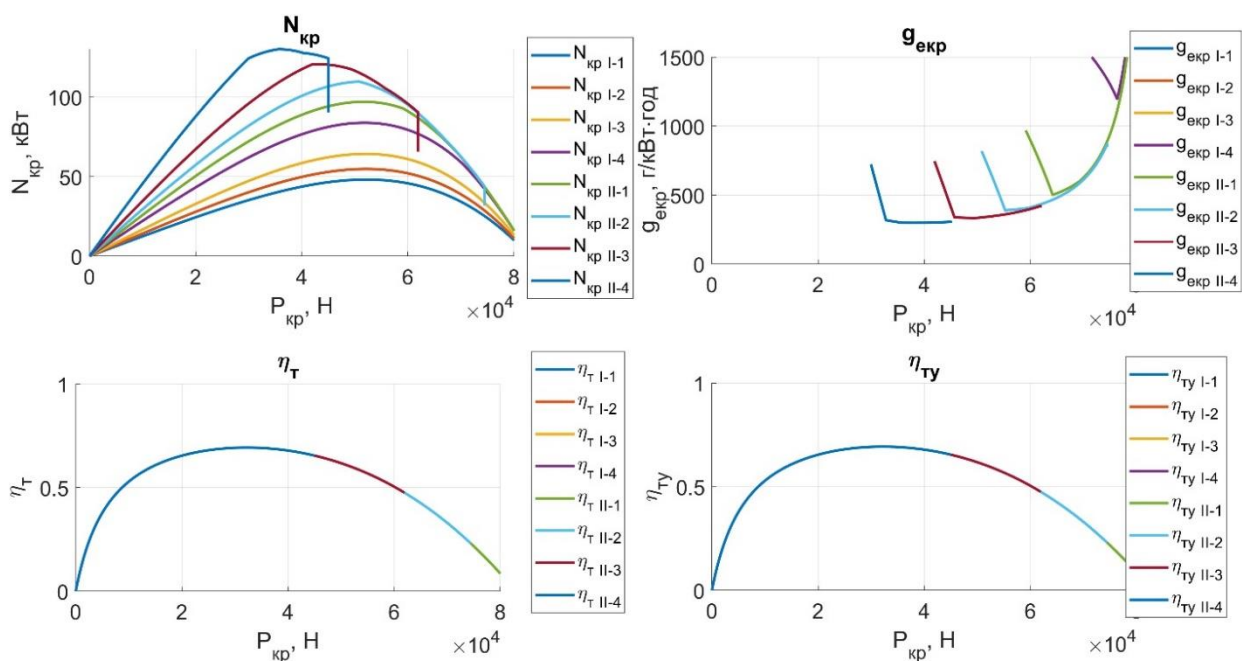
$$\delta = 8 \cdot 10^{-22} \cdot P_{кр}^5 - 8 \cdot 10^{-22} \cdot P_{кр}^4 + 7 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^3 - 2 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^2 + 3 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр} + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр} \quad (3)$$

Для трактора ХТЗ-243К на одинарних колесах без баласту залежність буксування від сили тяги на гаку має вигляд:

$$\delta = 2 \cdot 10^{-17} \cdot P_{кр}^4 - 1 \cdot 10^{-12} \cdot P_{кр}^3 + 4 \cdot 10^{-8} \cdot P_{кр}^2 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot P_{кр} . \quad (4)$$

В результаті аналізу даних тягових випробувань трактора ХТЗ-243К рекомендується його обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

В результаті досліджень отримано тягові характеристики трактора ХТЗ-243К на одинарних колесах з баластом при вологості ґрунту 15% від сили тяги на гаку (рис. 6).



$N_{кр}$  – потужність на гаку трактора, кВт;  $g_{екр}$  – гакова питома витрата палива;  $\eta_t$  – тяговий ККД;  $\eta_{ту}$  – тяговий умовний ККД

Рис. 6 – Тягові характеристики трактора ХТЗ-243К на одинарних колесах з баластом при вологості ґрунту 15%

Максимальна тягова потужність  $N_{кр} = 127$  кВт досягається при швидкості  $v = 15$  км/ч, тяговому ККД  $\eta_t = 0,68$  та силі тяги  $P = 29$  кН (рис. 6). Максимальне буксування коліс трактора по агротехнічним вимогам  $\delta = 15\%$  досягається при силі тяги на гаку  $P = 45$  кН.

### Висновки.

1. Максимальна тягова потужність  $N_{кр} = 127$  кВт досягається при швидкості  $v = 15$  км/ч, тяговому ККД  $\eta_t = 0,68$  та силі тяги  $P = 29$  кН. Максимальне буксування коліс трактора по агротехнічним вимогам  $\delta = 15\%$  досягається при силі тяги на гаку  $P = 45$  кН.

2. В результаті аналізу даних тягових випробувань трактора ХТЗ-243К

рекомендується його обладнати баластом вагою 1500 кг для зниження буксування. Для легких ґрунтів і весняних робіт рекомендується встановлювати здвоєні колісні системи.

### Список використаних джерел

1. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В. та ін. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Харків, 2018. Вип. 190. С. 243-250.
2. Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В. та ін. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К // Інженерія природокористування. – 2018. – №. 1 (9). – С. 6-15.
3. Тракторы ХТЗ-240К – Особенности модернизации модельного ряда. Режим доступу – <http://agromania.com.ua/traktory-xtz-240k-osobennosti-modernizacii-modelnogo-ryada/>.
4. ХТЗ-243К.20. Режим доступу – <http://xtz.ua/ru/kolisni-tractory/xtz-243k-20.html>
5. Антощенко Р. В., Антощенко В. М. Спосіб та вимірювальна система для визначення енергетичних витрат мобільної машини // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – №. 145. – С. 211-216.
6. ДСТУ ГОСТ 7057:2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробування (ГОСТ 7057:2001, IDT). 15 с.

### Аннотация

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЯГОВОГО ДИНАМИКИ ТРАКТОРА ХТЗ-243К

Мельник В.И., Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Кись В.Н., Галич И.В.

*В работе приведены результаты тяговых энергетических экспериментальных исследований колесного трактора ХТЗ-243К.20. Результаты исследований получены с помощью измерительной системы динамики и энергетики мобильных машин. Приведены характеристики двигателя ЯМЗ 53645-01. Построены зависимости буксования движителей трактора и тяговой мощности трактора от силы тяги на крюке.*

### Abstract

#### RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF TRACTOR TYPE DYNAMICS XTZ-243K

V. Melnik, R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, V. Kis, I. Galych

*The results of traction-energy experimental researches of wheeled tractor XTZ-243K.20 are presented in the work. The research results are obtained using the measuring system of dynamics and energy of mobile machines. The characteristics of the ЯМЗ 53645-01 engine are shown. The dependence of the tractor's tractor's tractor towing capacity on the hook and the traction power of the tractor have been constructed.*

## МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДОВЖИН ВАЛІВ ОДНОСТУПІНЧАСТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Коломієць В.В., д.т.н., проф., Богданович С.А., к.т.н.,  
Рідний Р.В., к.т.н., доц., Свіргун О.А., к.т.н., доц.,  
Харченко С.О., д.т.н., доц., Півень М.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В роботі приведено методику розрахунку окремих частин довжин валів одноступінчастих черв'ячних редукторів, яка може застосовуватись для розрахунку довжин валів і других типів редукторів, механізмів і машин різних модифікацій.*

**Вступ.** Розрахунок і компоновка машин залежить від діаметрів і окремих частин довжин валів, а також від ширини деталей, розміщених на цих валах, зазорів між деталями і стінками корпусів машин. Сучасний розвиток технічного забезпечення розрахунків і комп'ютеризації учбового процесу дозволяє виконувати розрахунок довжин валів без виконання компоновок і їх креслення на папері. Тому в даній роботі приведені залежності довжин валів одноступінчастих черв'ячних редукторів від окремих параметрів, які можна розрахувати і вибрати із існуючих довідників і стандартів з використанням розроблених програм на комп'ютері [4]. Такі основи методики розрахунку окремих частин довжин валів можна застосовувати для розрахунку довжин валів різних найменувань і інших редукторів, механізмів, машин, пристроїв і приборів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Величини довжин окремих частин валів згідно різних рекомендацій приймалися після виконання компоновок деталей редукторів в корпусі на міліметровому папері [1]. Цей спосіб їх визначення потребує узгодження великої кількості розмірів і часу [2,3].

**Метою даної роботи** є наведення залежностей довжин валів редукторів, необхідних для точного їх розрахунку на статичну і динамічну міцність, виведені з урахуванням відстаней між деталями в редукторі згідно існуючих рекомендацій [1] за допомогою створеного комп'ютерного розрахунку.

**Основна частина.** Для розрахунку окремих частин довжин валів редукторів вихідні дані потрібно брати із попередніх розрахунків: енергокінематичного розрахунку приводу; розрахунку пасової і зубчастих передач редуктора; розрахунку відкритої передачі приводу. Ці розрахунки повинні дотримуватись сучасних технологічних, тягових, економічних і інших розрахунків машини, умови експлуатації якої вказуються на робочому валу приводу і задані в завданні документації на її розробку згідно існуючих стандартів і рекомендацій.

Вихідні дані можуть бути такими:

1. **Обертові моменти** на валах редуктора,  $T_2$  і  $T_3$ , (Н·м);
2. **Ширина** веденого шківa пасової передачі,  $M$ , (мм);
3. **Ширина** зубчастого колеса або його маточини передачі,  $b_K$ , (мм);
4. **Ширина** шестерні або її маточини відкритої передачі,  $b_{ШВ}$ , (мм);
5. **Ширина** маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі,  $b_3$ , (мм).

Ширини маточин приймаються до розрахунків тільки в тому випадку якщо їх величини більші від ширини веденого шківa, зубчастого колеса передачі і шестірні відкритої циліндричної зубчастої передачі або зірочки ланцюгової передачі.

Діаметри черв'яка і вихідного вала редуктора на кручення визначаються із умов міцності при крученні при понижених допустимих напруга:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}$$

де:  $T$  – обертовий момент на валу редуктора, Н·м;  $[\tau_{кр}]$  – допустиме напруження на кручення для валів редукторів:  $[\tau_{кр}] = 20 \dots 30$  МПа

Для визначення діаметрів вхідного вала із попереднього розрахунку передач редуктора потрібно обрати:

$T_2$  – обертовий момент на вхідному валу-черв'яку редуктора (Н·м).

$[\tau_{кр}]$  – допустиме напруження на кручення черв'яка прийняти рівним 30 МПа.

Розрахунок діаметра хвостовика черв'яка:

$$d_{x2p} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}}$$

Приймаємо діаметри:

- хвостовика вала -  $d_{x2} \geq d_{x2p}$  (мм);

- під підшипники -  $d_{п2} > d_{x2}$ , кратний 5 (мм);

Для визначення діаметрів вихідного вала із попереднього розрахунку передач редуктора необхідно обрати:

$T_3$  – обертовий момент на вихідному валу редуктора, (Н·м).

$[\tau_{кр}]$  – допустиме напруження на кручення вихідного вала прийняти рівним 25 МПа.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:  $d_{x3p} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}}$

Приймаємо діаметри:

- хвостовика вала -  $d_{x3} \geq d_{x3p}$  (мм);

- під підшипники -  $d_{п3} > d_{x3}$ , кратний 5 (мм);

- під черв'ячне колесо -  $d_K > d_{п3}$  на 5...7 мм.

*Вхідний вал-черв'як редуктора*

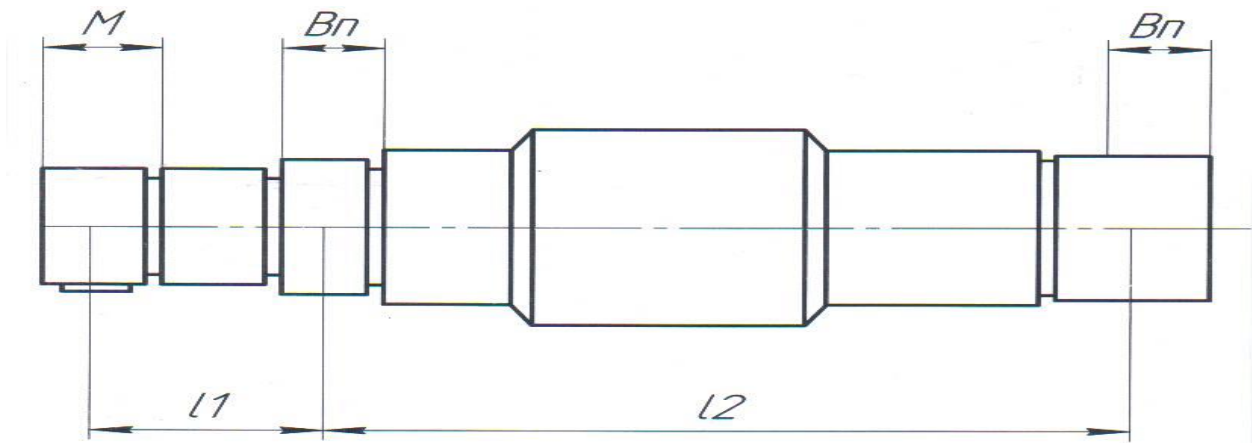


Рис. 1 – Вхідний вал-черв'як редуктора

Для розрахунку основних довжин валів черв'ячного редуктора вихідні дані необхідно взяти із попереднього розрахунку привода.

$$\ell = (0,8 - 1,0)d_2; \quad \ell_1 = M/2 + 3d_4 + K - B_{П2}/2 + \delta; \quad a = \ell/2,$$

де  $d_2$  – діаметр діляльного кола черв'ячного колеса;  $M$  – ширина веденого шківa;  $d_4$  – діаметр болта кріплення кришки підшипника;  $K$  – ширина верхнього фланця кришки підшипника;  $B_{П2}$  – ширина підшипника;  $\delta$  – товщина стінок корпусу редуктора.

$$M = (z - 1)p + 2f \quad \text{- параметри канавок шківa - p і f.}$$

*Вихідний вал*

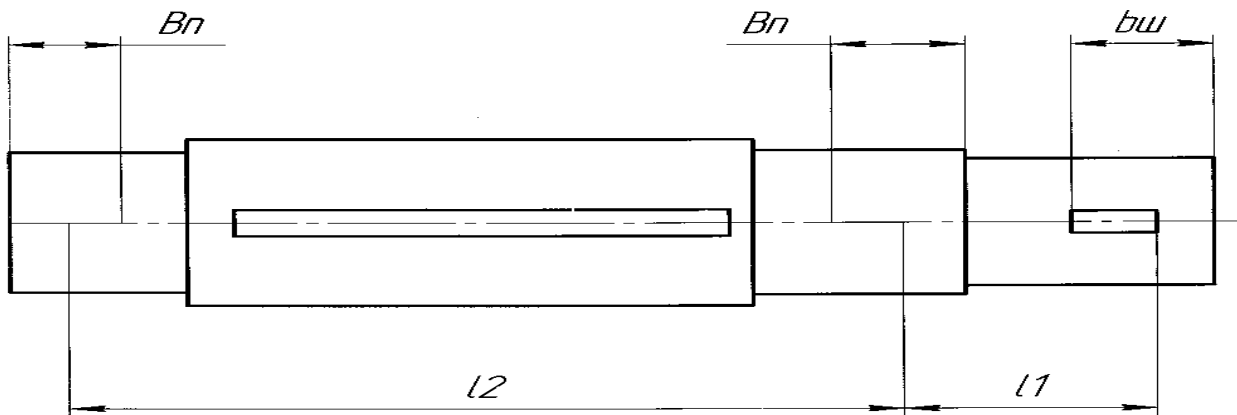


Рис. 2 – Вихідний вал черв'ячного редуктора

$$\ell' = b_K + 4\delta + B_{П3}; \quad \ell_1' = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2; \quad a' = \ell'/2,$$

де:  $b_K$  – ширина маточини черв'ячного колеса редуктора;  $B_{П3}$  – ширина підшипника вихідного вала;  $b_{ШВ}$  – ширина шестірні відкритої передачі, або ширина маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі  $b_3$ .

Інші довжини валів редуктора визначаються згідно існуючих стандартів і рекомендацій довідника конструктора.

Приклад розрахунку діаметрів валів черв'ячного редуктора:

*Діаметри вхідного вала*

Вихідні дані:

- обертовий момент на вхідному валу:  $T_2 = 49,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- допустиме напруження на кручення:  $[\tau_{кр}] = 30 \text{ МПа}$ .

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{x2p} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{49,83 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 20,25 \text{ і}$$

- діаметр хвостовика вала -  $d_{x2} = 22 \text{ мм}$ ;
- діаметр вала під підшипники -  $d_{П2} = 25 \text{ мм}$ ;
- діаметр ділильного кола черв'яка -  $d_ч = 64 \text{ мм}$ .

*Діаметри вихідного вала*

Вихідні дані:

- обертовий момент на вихідному валу:  $T_3 = 568,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;
- допустиме напруження на кручення:  $[\tau_{кр}] = 25 \text{ МПа}$ .

$$d_{x3p} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{568,45 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 48,4 \text{ і}$$

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

- діаметр хвостовика вала -  $d_{x3} = 48 \text{ мм}$ ;
- діаметр вала під підшипники -  $d_{П3} = 50 \text{ мм}$ ;
- діаметр вала під черв'ячне колесо -  $d_к = 56 \text{ мм}$ .

*Розрахунок довжин валів редуктора:*

- ширина маточини веденого шківa:  $M = 40 \text{ мм}$ ;
- товщина стінок корпусу редуктора:  $\delta = 13 \text{ мм}$ ;
- ширина підшипника №7305:  $B_{П2} = 23 \text{ мм}$ ;
- діаметр ділильного кола черв'ячного колеса:  $d_2 = 400 \text{ мм}$ ;
- ширина маточини черв'ячного колеса редуктора:  $b_к = 98 \text{ мм}$ ;
- ширина підшипника №7310:  $B_{П3} = 45 \text{ мм}$ ;
- ширина маточини шестерні відритої циліндричної передачі  $b_3 = 100 \text{ мм}$ ;
- діаметр болта кріплення кришки підшипника;  $d_4 = 10 \text{ мм}$ ;
- ширина верхнього фланця кришки підшипника:  $K = 28 \text{ мм}$ .

40	13	23	400	98	45	100	10	28
M	$\delta$	$B_{П2}$	$d_2$	$b_к$	$B_{П3}$	$b_3$	$d_4$	K
			Вхідний вал	$l_1 = M/2 + 3d_4 + K + \delta - B_{П2}/2 =$		79,50	мм	
				$l = d_2 =$		400	мм	
				$a = l/2 =$		200	мм	
			Вихідний вал	$l_1' = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 =$		85,50	мм	
				$l' = b_к + 4\delta + B_{П3} =$		195,00	мм	
				$a' = l'/2 =$		97,5	мм	

Рис. 3 – Приклад попереднього комп'ютерного розрахунку основних розмірів валів за допомогою створеної програми

В комп'ютерному розрахунку довжина  $l=1_2$ , а  $c=1_3$  із попереднього розрахунку

Діаметри вхідного вала. Вихідні дані:								
- обертовий момент на вхідному валу		$T_2 =$	204,68	Н·м				
- допустиме напруження на кручення		$[\tau_{кр}]$	30	МПа				
Розрахунок діаметра хвостовика вала		$d_{2px} =$	32,432	мм				
- діаметр хвостовика вала		$d_{x2} =$	33	мм				
- діаметр вала під підшипники		$d_{П2} =$	35	мм				
- діаметр ділильного кола черв'яка		$d_q =$	100	мм				
Діаметри вихідного вала. Вихідні дані:								
- обертовий момент на вихідному валу		$T_3 =$	2962,45	Н·м				
- допустиме напруження на кручення		$[\tau_{кр}]$	25	МПа				
Розрахунок діаметра хвостовика вала		$d_{3px} =$	83,99	мм				
- діаметр хвостовика вала		$d_{x3} =$	84	мм				
- діаметр вала під підшипники		$d_{П3} =$	85	мм				
- діаметр вала під черв'ячне колесо		$d_k =$	90	мм				
Розрахунок довжин валів редуктора								
- ширина маточини веденого шківa		$M = 1,2 \cdot d_{x2} =$		40	мм			
- товщина стінок корпуса:		$\delta_p = 0,04 \cdot a_w + 3$		12,00	мм			
		Приймаємо $\delta =$		13	мм			
- ширина підшипника № 7307		$B_{П2} =$		23	мм			
- діаметр ділильного кола черв'ячного колеса		$d_2 =$		400	мм			
- ширина маточини черв'ячного колеса		$b_k =$		98	мм			
- ширина підшипника № 7317		$B_{П3} =$		45	мм			
- ширина маточини ведучої зірочки		$b_3 =$		100	мм			
- діаметр болта кріплення кришки підшипника		$d_4 =$		10	мм			
- ширина верхнього фланця корпуса редуктора		$K =$		28	мм			
40	13	23	400	98	45	100	10	28
M	$\delta$	$B_{П2}$	$d_2$	$b_k$	$B_{П3}$	$b_3$	$d_4$	K
Вхідний вал:								
		$l_1 = M/2 + 3d_4 + K + \delta - B_{П2}/2 =$		79,50				
		$l = d_2 =$		400,00				
Вихідний вал:								
		$l_1 = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 =$		85,50				
		$l = b_k + 4\delta + B_{П3} =$		195,00				

Рис. 4 – Приклад комп'ютерного розрахунку діаметрів і довжин валів одноступінчастого черв'ячного редуктора



**Висновки.** 1. В результаті проведених розрахунків окремих частин довжин валів редукторів значно зменшився час розрахунку і збільшилась точність розрахунку.

2. Використання комп'ютерного розрахунку дає можливість застосування збереження розрахунку і його використання для розрахунку других частин валів механізмів і машин різного призначення

### **Список використаних джерел**

1. Киркач Н.Ф., Баласянян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Курсовое проектирование. – Харків. Основа, 1991. – 276 с.
2. Тіщенко Л.М. Рациональное проектирование валів і осей. Харків, ХДТУСГ: Торнадо, 2001. – 174 с.
3. Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко Л.М. Розрахунки і проектування деталей машин. Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315 с.
4. Розрахунок діаметрів і довжин валів редукторів: Методичні рекомендації до виконання самостійної роботи студентами денної та дистанційної форми навчання технічних спеціальностей. /Л.М. Тіщенко, В.В. Коломієць, С.А. Богданович, Р.В. Рідний, В.Г. Знайдюк, О.А. Свіргун, С.О. Харченко, М.В. Півень. Харків, ХНТУСГ, 2016. – 29 с.

### **Аннотація**

#### **МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЛИН ВАЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ**

Коломиец В.В., Богданович С.А., Ридный Р.В., Свиргун О.А., Харченко С.А., Пивень М.В.

*В работе приведена методика расчета отдельных частей длин валов одноступенчатых червячных редукторов, которая может применяться для расчета длин валов и других типов редукторов, механизмов и машин различных модификаций.*

### **Abstract**

#### **THE METHODOLOGY OF CALCULATION OF LENGTHS OF BILLOWS OF SINGLE-STAGE WORMS REDUCING GEARS**

Kolomiets V.V., Bogdanovich S.A., Ridny R.V., Svirgun O.A., Kharchenko S.O., Piven M.V.

*The methodology over of calculation of separate parts of lengths of billows of single-stage worms reducing gears is in-process brought, that can be used for the calculation of lengths of billows and second types of reducing gears, mechanisms and machines of different modifications.*

## УКРАЇНА: РИНОК СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ. АНАЛІЗ ТА ПЕРСПЕКТИВИ

**Антощенко Р.В., д.т.н., доц., Антощенко В.М., к.т.н., проф.,  
Галич І.В., ст. викл., Антощенко В.В., к.е.н., доц., Козлов О.С., студ.**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В роботі наведено аналіз ринку сільськогосподарської техніки в Україні за останні роки. Розвиток аграрного ринку в Україні неможливо без впровадження передових технологій, які передбачають використання сучасної сільськогосподарської техніки. Світові виробники сільгосптехніки вважають український ринок одним з найперспективніших в Європі та покидати його не збираються.*

**Постановка проблеми.** Сучасне сільськогосподарське виробництво неможливе без використання відповідної техніки. Ключовим елементом аграрного технопарку є трактор. Попит на тракторну техніку залежить від здоров'я аграрного сектора держави. Український аграрний сектор продовжує відчувати брак сільгосптехніки. За оцінками Національного наукового центру «Інститут аграрної економіки», українські аграрії забезпечені основними видами сільгосптехніки лише наполовину. А знос парку сільгосптехніки досягає 90% [1]. Тобто український ринок сільгосптехніки насправді – бездонний.

Оновлення існуючої технічної та технологічної бази відбувається в основному завдяки імпортним поставкам. Зарубіжні виробники вважають таку ситуацію вигідною і сподіваються реалізувати у нас великі інвест проекти. На сьогодні обсяг ринку в грошовому вираженні оцінюється приблизно в \$ 600 млн.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Міністерство аграрної політики декларує, що проблем з технікою у аграріїв немає – для проведення комплексу осінньо-польових робіт в Україні готовність техніки в останні роки становить 98%. Всього восени в сільськогосподарських роботах задіяно близько 180 тис. тракторів і близько 228 тис. ґрунтообробних та посівних машин, говорить в повідомленні відомства.

Велика частина сільгоспвиробників приймають рішення про придбання техніки в залежності від поточної ситуації. Такі результати, а також той факт, що 20% аграріїв планують покупку техніки всього за 1-3 місяці до початку її експлуатації, кажуть про високий ступінь невизначеності на цьому ринку. Як результат, виробники техніки змушені завозити частину обладнання на склад, щоб не втратити своїх клієнтів і частку на ринку [2].

На динаміку продажів сільгосптехніки має вплив комплекс чинників, в тому числі військові дії, девальвація гривні, ймовірність введення мит на імпорт сільськогосподарського обладнання і ціни на аграрну продукцію. З

огляду на все перераховане вище, очікувати зростання продажів тракторів і комбайнів не варто. Серед фермерів уже зараз спостерігається тенденція поступового перерозподілу часток ринку від малої до великої техніки. На прискорення такого перерозподілу може вплинути ситуація з землею – будуть чи ні вводити обмеження на зростання земельних банків.

Аграрії зараз віддають перевагу не дуже дорогій техніці для обробки землі. При цьому дорогі покупки (наприклад, нові комбайни) фермери поки відклали до кращих часів. Все більш уважніше вони вивчають питання оренди техніки, а також ремонт існуючої. Керівництво Міністерства аграрної політики заявляє про амбітні плани щодо спільного виробництва сільгосптехніки в Україні. Заяви залишаються заявами. Планам випускати у нас комбайни спільно зі світовими лідерами Claas та John Deere поки не судилося збутися. Під питанням також залишається і спільне виробництво в Україні білоруської сільгосптехніки.

**Метою статті** є проведення аналізу ринку сільськогосподарської техніки за останні роки, та його перспектива.

**Основна частина.** Домінуюче становище на ринку з часткою понад 50% займають Німеччина і США. Незважаючи на всю складність політичної ситуації і падіння продажів, світові лідери з виробництва техніки не скорочують дилерські і філіальні мережі, а навіть навпаки. Займаються розвитком мереж в Україні такі гіганти, як John Deere та Case. Окремі компанії вирішили провести розпродаж стоків за фіксованим курсом. Для стимулювання попиту деякі виробники, наприклад, Manitou, запустили спільно з дилерами програму «Trade-in» для українського ринку. Всі разом ці процеси імітують життя ринку [3].

Зростання на світовому ринку тракторів триває. Зокрема, в США за перші п'ять місяців 2018 р. було продано 96736 шт. тракторів, що на 5% більше, ніж в минулому році за той же період (91154 шт.). При чому з них 31 тис. – це повнорозмірні трактори, а останні 65,7 тис. – міні-трактори до 40 к.с.

За даними Європейської федерації сільськогосподарської техніки в 2017 р в 30 європейських країнах було продано 161235 тракторів, що на 12,8% більше, ніж роком раніше. Зростання склало від 5,7% в Іспанії до 22,9% в Данії (тільки у Франції число нових реєстрацій скоротилося на 2,2%) [4].

Збільшився продаж тракторів майже всіх класів потужності. Особливим попитом користувалися трактори потужністю 100-150 к.с. Продажі тракторів потужністю понад 300 к.с. залишаються стабільними. У 2018 року виробники сільгосптехніки очікують подальшого зростання європейського ринку.

В Україні спостерігається схожа тенденція: за даними Державної служби статистики України, за весь 2017-й рік сільськогосподарські підприємства купили 3688 тракторів західного виробництва. Зростання щодо 2016-го року складає 34,5 відсотка. Середня ціна одного агрегату склала 2 млн гривень. Найбільша кількість покупок припала на трактори з потужністю від 60 до 100 кВт (+1489 од., + 36,1% до 2016 року) і на трактори з потужністю понад 100 кВт (+1782 од., + 18,4% до 2016 року).

За даними Державної фіскальної служби України, в країні суттєво виріс

імпорт сільськогосподарської техніки. За період із 1 січня 2017 року по 30 листопада 2017 року було імпортовано обладнання для сільського господарства та техніки оброблення ґрунту на суму \$305,274 млн (табл. 1).

Таблиця 1 – Вартість імпортованої сільськогосподарської техніки

Країна походження	Сумарна вартість, \$ млн.	
	2016 р.	2017 р.
Німеччина	92,470	122,412
США	57,513	68,633
Франція	17,069	22,948
Інші	77,450	91,281
Разом	244,502	305,274

При цьому, було імпортовано на суму \$468,636 млн машин і механізмів для збирання, обмолоту сільськогосподарських культур, газонокосарок та сінокосарок, машин для сортування яєць, плодів або інших сільськогосподарських продуктів (табл. 2).

Таблиця 2 – Вартість імпортованих машин та обладнання

Країна походження	Сумарна вартість, \$ млн.	
	2016 р.	2017 р.
Німеччина	145,610	181,597
США	68,129	69,140
Бельгія	56,041	64,712
Інші	137,982	153,187
Разом	407,762	468,636

Імпорт виріс, отже й купували аграрії в основному закордонну техніку, а як же тоді програма компенсації, чи була вона вдалою?

Причому в 2017 році основними покупцями тракторів, сівалок та інших агрегатів були не великі холдинги, а господарства з земельними наділами близько 4-10 тис. га. Потреба невеликих і середніх господарств по оновленню парку техніки сягає 90%.

Що купують? Так як зростає імпорт, значить, купують закордонну техніку. За оцінками аналітиків ринку, третина імпорту становить продукція Мінського тракторного заводу (Білорусь). Нарівні з ними йдуть поставки корпорації CNH (Нідерланди) з брендами New Holland та Case, третє місце належало компанії John Deere (США) з часткою ринку 22%. Сегмент енергонасичених тракторів традиційно займають три компанії: John Deere (США), CNH (Нідерланди), AGCO (США).

В останні роки все більше вітчизняних господарств почали замовляти агрегати із сучасною комплектацією, яка включає системи навігації, телеметрії, автоматичного водіння і т.д. Основними вимогами українських аграріїв до

агрегатів зараз є поєднання ціни, надійності, технологічності.

За експертними оцінками, збільшився попит на моделі потужністю 100-240 к.с. Раніше у цій ніші, особливо в сегменті 80-120 к. с., безроздільно домінувала продукція білоруського державного підприємства «МТЗ-Холдинг». Наразі ситуація змінилася, адже вкладення у більш сучасний і економічний агрегат себе окуповує.

Щодо вибору ґрунтообробної техніки, то через засуху та зміни клімату все більше господарств переходять від традиційної системи обробітку ґрунту до mini-till та no-till [4]. Тому й частка агрегатів, призначених для таких технологій, невпинно зростає.

Узагалі, ринок сільгосптехніки як у світі, так і в Україні поволі стабілізується, а рівень продажів зростає. Одразу кілька світових брендів відзвітували про прибутки у першому півріччі року, що минув. І якщо техніка для землеробства у світі продається гірше, то агрегати для тваринництва та кормозаготівлі дають компаніям непоганий прибуток.

В Україні на сьогодні працює найбільш значимий виробник сільськогосподарських тракторів – ПАТ «Харківський тракторний завод» (ХТЗ). За 2017 рік ХТЗ випустив майже 800 тракторів, в 2018 році збільшив експорт сільгосптехніки власного виробництва вдвічі. Основними імпортерами продукції стали Польща, Болгарія, Румунія, Литва, Грузія, Молдова, Казахстан, Вірменія і Нова Зеландія. За два роки роботи в складі групи DCH Олександра Ярославського ХТЗ відродив виробництво і запропонував ринку сучасну модернізовану техніку, яка володіє критично важливими характеристиками для сільського господарства [5, 6]. Інвестиції групи DCH в модернізацію ХТЗ – багатомільйонна довгострокова програма, яка дозволила створити техніку, яка дійсно цікава ринку. А експорт – найкращий індикатор цього успіху. Також зазначається, що на сьогоднішній день ХТЗ почав роботу над розробкою нових технологій обробітку ґрунту.

Чи купують українську сільгосптехніку? Так, завдяки постановам Кабінету міністрів. В Україні покупка вітчизняної техніки українськими аграріями стимулюється за рахунок державної підтримки – уряд встановив, що при покупці української техніки аграрій отримує компенсацію в розмірі 25% її вартості [7]. Для фермерів в цьому році діє екстра знижка ще + 15%, тобто сумарно техніка для них виходить на 40% дешевше. ХТЗ повідомив, що за 2017 рік при діючій компенсації в 20% він продав 87 тракторів на суму 127,7 млн. грн. Для отримання компенсації за придбану українську техніку, вона повинна відповідати вимозі щодо локалізації виробництва в Україні на рівні не менше 45% в 2018 році.

Частка українських тракторів на ринку становить до 10%, однак відрізняється за сегментами: серед малих тракторів частка досягає 30%, а серед тракторів потужністю від 200 к.с. української техніки просто немає. При цьому серед тракторів потужністю до 50 к.с. на українському ринку до 80% займає китайська техніка, а серед тракторів потужністю від 50 до 200 к.с. 90% ринку «тримає» виробник з Білорусі.

За результатами державної підтримки в 2017 році компенсацію отримали

96 ферм, 149 одиниць техніки і обладнання було придбано та \$ 439 тис було компенсовано. Крім того, у 2018 році державна підтримка для фермерів продовжувала діяти, включаючи придбання сільськогосподарської техніки.

На перших позиціях в списку підприємств, техніку яких можна купити з компенсацією, на сайті Міністерства економічного розвитку і торгівлі України <http://www.me.gov.ua> – Харківський тракторний завод, що випускає сільськогосподарські трактори різних модифікацій, колісні і гусеничні, потужністю від 35 до 180-190 к.с. і запасні частини до них, а також посівну і ґрунтообробну техніку «Лозівських машин».

ХТЗ давно вже не єдиний виробник тракторів в Харкові. «Сталевих коней» марки «Слобожанец» (серія ХТА) випускає «Слобожанська промислова компанія», яка на тракторному ринку наступає на п'яти ХТЗ.

Незважаючи на урядові компенсації за вітчизняні машини, абсолютно чітко проявляється найактивніша орієнтація лобістів на зарубіжну сільськогосподарську техніку.

В даний час співвідношення в Україні імпортової та вітчизняної техніки становить 30% на 70% відповідно, але зарубіжні дилери бачать перспективу до зростання частки іноземної продукції, завдяки її інноваційності та більшій продуктивності. Прогнозується, що в 2018 році це співвідношення складе 40% на 60%, а рано чи пізно зміниться до 50% на 50%.

Звертає увагу на ажіотажний попит на сільгосптехніку і вітчизняний бізнес навіть в плані створення нових спільних виробництв.

У Харківській області за 2017 рік придбано 246 тракторів (зростання на 30%). За кількістю куплених тракторів наш регіон займає третє місце після Одеської (зростання на 55%) та Вінницької областей (зростання на 79,6%).

Це говорить про те, що в міру того, як економіка України все більше і більше стає аграрною, попит на сільськогосподарську техніку зростає.

Однак, якщо спробувати врахувати безліч малопотужних тракторів китайського походження (які у нас, на відміну від США, далеко не завжди враховуються), на думку ряду експертів, до 3,6 тис. машин сміливо можна додати ще 8-10 тис.

В Україні, після рекордного 2017-го року, в 2018 році спостерігалася деяка стабілізація зростання ринку тракторів. До жовтня 2018 року Україна ввезла 70211 тракторів на \$ 451,4 млн. За той же період часу за межі України було реалізовано 1061 трактор на \$ 6,249 млн. Більшість тракторів (78%) було імпортовано з Китаю, а експортовано (63%) – до Білорусі.

А в 2019-му році очікують, що ринок тракторів іноземного виробництва в Україні сягне 4000 одиниць, і зростання буде продовжуватися надалі. Таким чином, найближчим часом нас очікує смуга рекордів по реалізації західної, високотехнологічної сільгосптехніки в Україні – власне, як і в усьому цивілізованому світі.

Також, за період січня-серпня 2018 року в Україні було виготовлено 1652 трактори, 1697 плугів, 1512 плугів відвальних, 1964 розпушувачі та культиватори, 1334 дискових борін, 3216 борін, 1939 сівалок, 28 зернозбиральних комбайнів, 3349 причепів та напівпричепів.

На українському ринку в 2018 році відбулося багато важливих змін, зокрема, повернувся фінський бренд Valtra. Першими на українських полях з'явилися трактори Valtra Т-серії: Т194 Active і Т234. Вибір цих моделей пояснили тим, що в Україні динамічно розвивається сегмент 200-сильних тракторів. Трактор Valtra А95 оснащений 4-циліндровим двигуном Agco Power з об'ємом 4,4 л і потужністю 103 к. с. Механічна трансмісія Powershift має три діапазони, в кожному з яких 4 робочих швидкості.

Гусеничний трактор Fendt 1159MT. Гусенична система приводиться в дію завдяки силі тертя між поверхнями задньопривідних коліс і внутрішньою поверхнею гусениці. Крім того, одним з відмінностей такого трактора є наявність середніх коліс.

400-сильний трактор Massey Ferguson 8737S. Це оновлена модель трактора MF8737, яка має новий дизайн, збільшену кількість опцій і вдосконалену систему управління.

На ринку України з'явився «Січеславський тракторний завод», який представив 110-сильний трактор «Січеслав-1104». Модель 1104 має 4-циліндровий 110-сильний дизельний двигун Deutz, 150-літровий бак, кліренс 380 мм і 45-літрову гідросистему.

Вітчизняний трактор Слобожанец ХТА-250-30 виробництва «Слобожанського промислової компанії», оснащений турбодизельним двигуном Iveco N67 ENTX 20.00 потужністю 238 к. с., має 12 передач переднього ходу (від 4,07 до 32 км/год) і 4 передачі заднього ходу (від 6,14 до 9,7 км/год).

Комбайн Claas Lexion 770 потужністю 524 к. с. Серед особливостей агрегату: двигун Perkins, об'єм бункера – 12800 л, і система очищення Jet Stream. «Фішкою» цієї моделі є Auto Crop Flow – захист систем обмолоту, сепарації і подрібнення незернової частини врожаю від перевантаження і забивання.

«Херсонський машинобудівний завод» випустив перший комбайн власного виробництва Skif-280 Superior. Зернозбиральний комбайн Skif-280 Superior є аналогом комбайна Sampo Rosenlew SR 3085 Superior, який випускає фінська компанія Sampo-Rosenlew.

**Висновки.** Необхідно зауважити, що розвиток аграрного ринку в Україні неможливий без впровадження передових технологій, які передбачають використання сучасної сільськогосподарської техніки. Світові виробники сільгосптехніки вважають український ринок одним з найперспективніших в Європі та покидати його не збираються.

## Список використаних джерел

- 1 Українські аграрії забезпечені основними видами сільгоспмашин лише на 50%. Режим доступу – <http://agro-business.com.ua>.
- 2 Антощенко В. М., Антощенко Р. В., Гуртов А. П., Станіславенко Д. В. Огляд Українського ринку тракторів потужністю 260-390 к.с. Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 148. – С. 258-262.

- 3 «Trade-In» Manitou: обменяйте свой старый погрузчик на новый! Режим доступа – <http://agropravda.com/news>.
- 4 Высочкина Л. И., Высочкина Т. Н. Поверхностный полив при использовании технологии no-till и mini-till //Сборник научных трудов Sworld. – 2012. – Т. 7. – №. 4. – С. 81.
- 5 Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В. та ін. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки трактора ХТЗ-242К //Інженерія природокористування. – 2018. – №. 1 (9). – С. 6-15.
- 6 Шаповалов Ю. К., Мельник В. І., Антощенко Р. В. та ін. Результати експериментальних досліджень тягової динаміки чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Харків, 2018. Вип. 190. С. 243-250.
- 7 Державна підтримка сільського господарства: урядові програми 2018. Режим доступу – <http://dotacii.minagro.gov.ua>.

### Аннотация

## УКРАИНА: РЫНОК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ. АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Антощенко Р.В., Антощенко В.Н., Галич И.В., Антощенко В.В.,  
Козлов А.С.

*В работе приведен анализ рынка сельскохозяйственной техники в Украине за последние годы. Развитие аграрного рынка в Украине невозможно без внедрения передовых технологий, предусматривающих использование современной сельскохозяйственной техники. Мировые производители сельхозтехники считают украинский рынок одним из самых перспективных в Европе и покидать его не собираются.*

### Abstract

## UKRAINE: AGRICULTURAL EQUIPMENT MARKET. ANALYSIS AND PERSPECTIVES

R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkov, I. Galich, V. Antoschenkova A. Kozlov

*The paper presents an analysis of the agricultural machinery market in Ukraine in recent years. The development of the agrarian market in Ukraine is impossible without the introduction of advanced technologies involving the use of modern agricultural technology. Global agricultural machinery manufacturers consider the Ukrainian market one of the most promising in Europe and are not going to leave it.*



## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗПРИСКУВАЧА РІДКИХ ХІМІКАТІВ

Калюжний О.Д., доц., к.т.н., Рідний Р.В., доц., к.т.н.,  
Романашенко О.А., доц., Ростовський І.Р., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Експериментальні дослідження відцентрового розприскувача, який виконано у вигляді напівзакритої тарілки з вертикальним циліндричним бортом, підтвердили його дієздатність. Використання гравітаційної подачі та дозування рідини доцільне при внесенні малих доз хімікатів, яке в свою чергу, має експлуатаційні та технологічні переваги у порівнянні з традиційними приповерхневими способами внесення рідких хімікатів.*

**Вступ.** Внесення мінеральних добрив залишається надзвичайно важливим агротехнічним прийомом, який забезпечує підняття врожайності сільськогосподарських культур. Очевидно, що тільки раціональне використання добрив гарантує необхідний ефект. І хоча на ефективність використання добрив впливають різні чинники: агрохімічні, агротехнічні, біологічні, технологічні, організаційні, одним із найважливіших, який забезпечує високу ефективність їх використання, є рівномірність розподілення добрив по поверхні поля. Встановлено, що велика нерівномірність внесення добрив приводить не тільки до підвищення, а навпаки викликає пониження врожайності [1], та призводить до суттєвих економічних втрат. На жаль існуючі засоби внесення мінеральних добрив не завжди задовольняють вимогам необхідної рівномірності їх розподілення.

Певну проблему складає забезпечення рівномірності розподілення рідких добрив, їх розчинів або других рідких хімікатів малими дозами при поверхневому внесенні (існують норми внесення ядохімікатів до 3...5 кг/га). Тому розробка технічних засобів, що забезпечують дотримання заданих малих норм внесення та високий ступінь рівномірності їх розподілення по поверхні залишається актуальною задачею.

**Аналіз основних публікацій.** Існуючі засоби внесення рідких хімікатів поверхневим способом включають одностипні робочі органи: ємкість, змішувач, всмоктуючу магістраль з фільтром, насос, напірну магістраль, розподільник та пульт керування. Для точного дозування розчинів вони вимагають установлення і підтримання в процесі роботи таких параметрів, як тиск подачі розчину в бак з переливом, робочий тиск при подачі на оприскувачі та витрати розчину через розпилювач [2]. Установлення цих показників в процесі настроювання оприскувача на задану норму внесення є непростим. В процесі роботи вони не контролюються, крім того з ряду причин (найчастіше через забивання жиклерів) окремі розпилювачі припиняють подачу, що призводить

до порушення норми та рівномірності внесення хімікатів.

В роботі [3], що була виконана в ХНТУСГ ім. П. Василенка запропоновано пристрій для внесення малих доз рідких хімікатів. Показано, що гравітаційне дозування забезпечує спрощення конструкції, а автоматична підтримка установленної дози подачі хімікатів підвищує надійність її роботи.

**Метою даної роботи** є оцінка в лабораторних умовах працездатності спрощеної конструкції розприскувача рідких хімікатів тарілчастого напівзакритого типу з циліндричною боковою поверхнею.

**Виклад основного матеріалу.** Проведено пошукові дослідження показали, що невелика кількість та малі розміри отворів в боковій циліндричній частині тарілки при високій частоті її обертання забезпечують високу ступінь розпилення рідких розчинів. Така конструкція виключає необхідність використання вентиляторів та нагнітальних пристроїв, що дозволяє значно спростити конструкцію розпилювача.

Схему експериментального пристрою представлено на рис. 1. Вона включає стійку 1 на якій закріплено рухомий повзун 2 на якому закріплені дозуючий бачок 3 з рідиною та кронштейн 4 з розприскувачем, який включає електродвигун постійного струму 5 та розприскуючу тарілку 6 з похилими отворами на циліндричній боковій поверхні. Рідина із бачка 3 в тарілку 6 подається трубкою 7. Живлення електродвигуна 5 здійснюється від акумулятора 8.

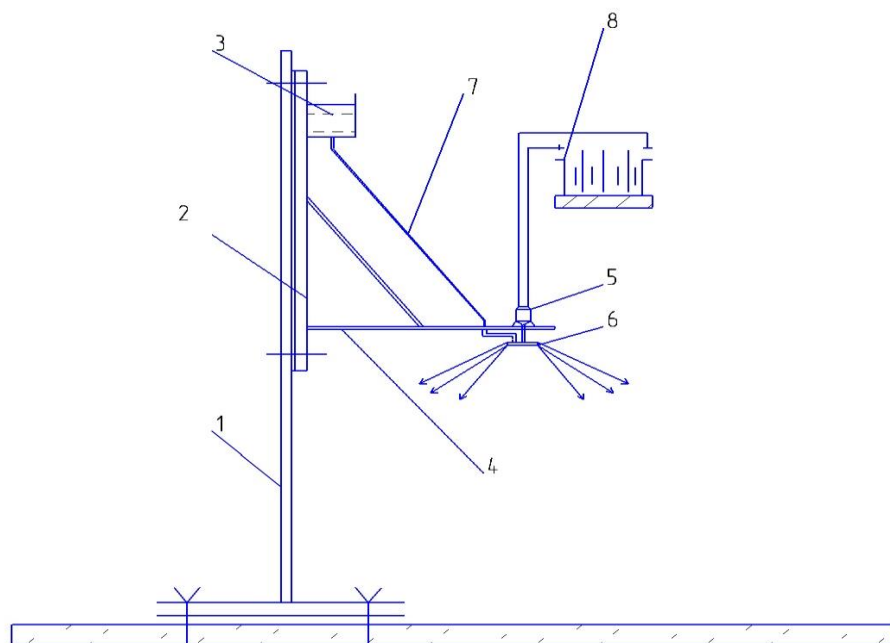


Рис. 1. Схема експериментального пристрою

При дослідженні оцінювалися вплив кута нахилу отворів в боковій поверхні тарілки та висоти розміщення тарілки над поверхнею ґрунту. Якість розприскування визначалась діаметром плями розприскування, її формою та рівномірністю розподілення по поверхні. Рівномірність розприскування оцінювалась візуально.

Досліди проводилися в статичному положенні пристрою. При їх виконанні кут нахилу отворів в боковій поверхні тарілки по відношенню до горизонту мінявся змінними вставками і приймався рівним  $0^\circ$ ,  $22,5^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $67,5^\circ$ ,  $90^\circ$ ; висота розміщення тарілки над поверхнею ґрунту –  $0,5$ ;  $0,7$ ;  $1,0$  м. Величина гідростатичного тиску, для виключення його впливу, не мінялась і була прийнята рівною  $1$  м водяного стовпа. Вплив гідростатичного тиску на витрати рідини вивчений в роботі [4]. Діаметр тарілки –  $0,09$  м; частота її обертання  $3200$  об/хв. При діаметрі трубки  $4$  мм яка подавала рідину, її витрати складали  $30$  л/хв. Фіксація розміру і форми плями та якості розприскування виконувалася по відбитій плямі, отриманій на свіжій сніговій поверхні. Тривалість досліду визначалася створення чіткої плями і складала  $6$  хв. В якості робочої рідини використовувалася зафарбована вода.

Результати досліджень наведені на рис. 2 та в таблиці 1. Характерні форми плям розприскування наведено на рис. 3.

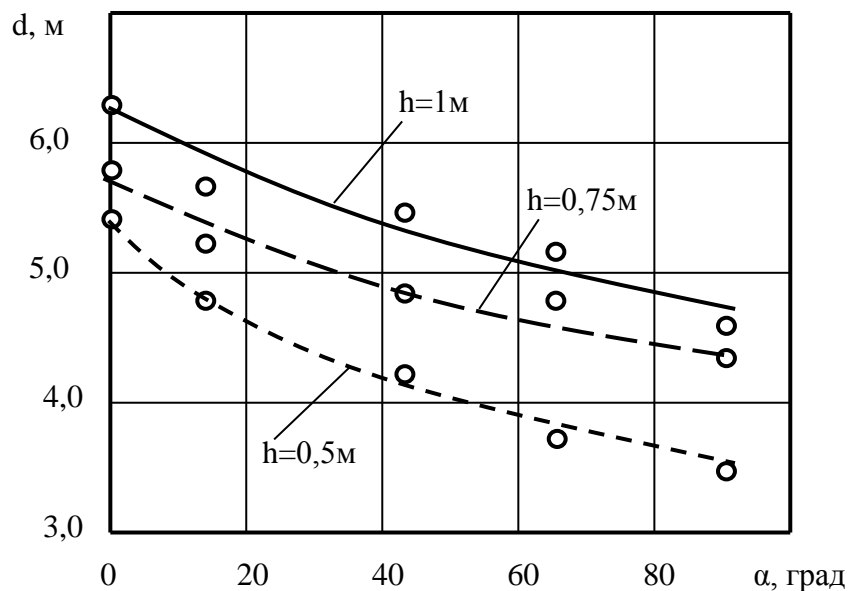


Рис. 2. Вплив кута нахилу бокових отворів  $\alpha$  та висоти диска  $h$  над ґрунтом на діаметр плями  $d$

Таблиця 1. Результати дослідження параметрів плями розпику

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Висота диска над ґрунтом, $h$ , м	1,0	0,75	0,5	1,0	0,75	0,5	1,0	0,75	0,5	1,0	0,75	0,5	1,0	0,75	0,5
Кут нахилу отворів до горизонту, $\alpha$ , $^\circ$	0			22,5			45			67,5			90		
Діаметр плями, $d$ , м	6,2	5,72	5,44	5,6	5,24	4,88	5,5	4,9	4,2	5,2	4,8	3,6	4,6	4,4	3,5

Виділяється три характерних виду плям: при горизонтальному положенні отворів – не чітко вираженими межами круга з більш менш рівномірним розподіленням рідини ( $\alpha = 0^\circ$ ); у вигляді круга з чітко вираженими межами та

рівномірним розподіленням рідини ( $\alpha = 22,5^\circ$ ); у вигляді кільця з нерівномірним розподіленням при положеннях отворів близьких до вертикального ( $\alpha = 67,5 \dots 90^\circ$ ). Вид плями при  $\alpha = 22,5^\circ$  слід вважати найкращим так як її чіткі межі дають можливість вибирати відстань між розприскувачами при комплектуванні агрегату.

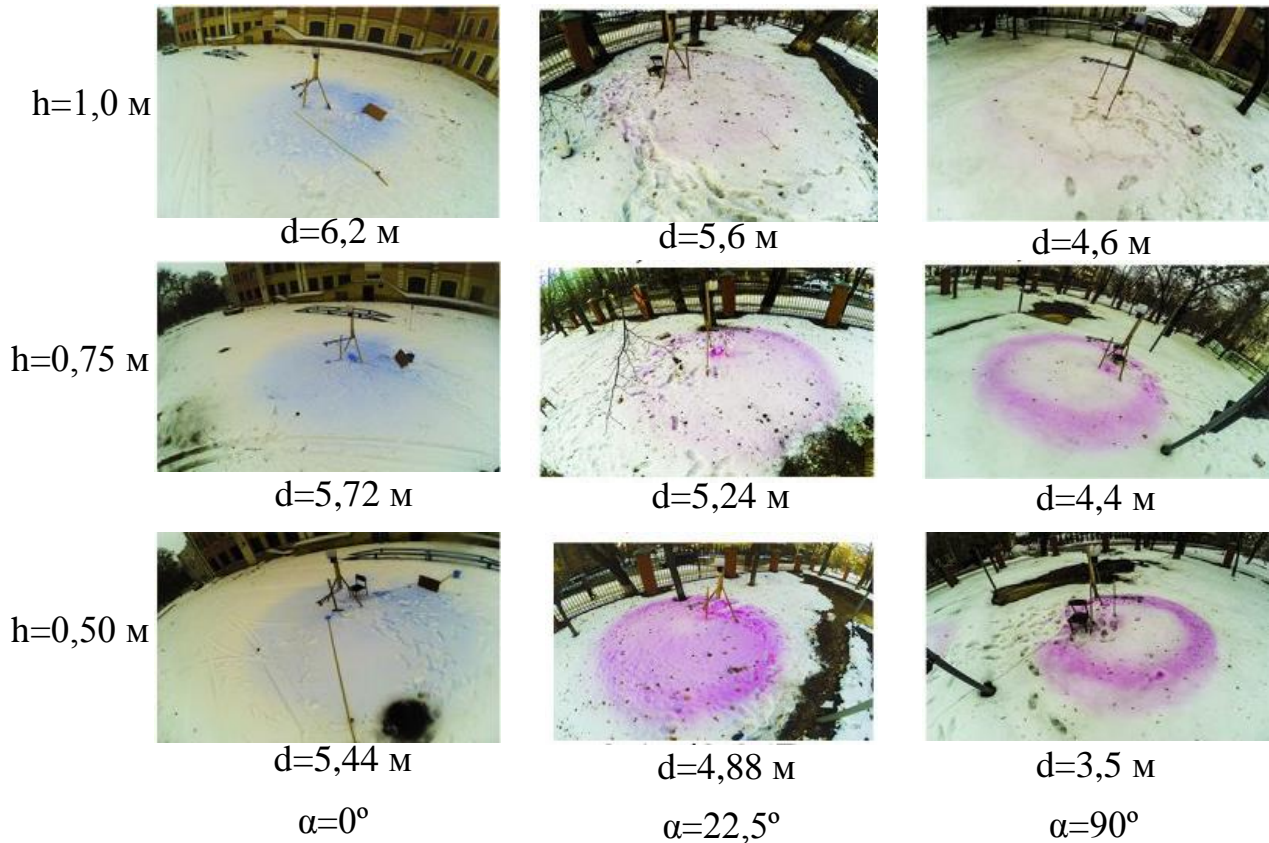


Рис. 3. Розміри та вид характерних плям

Діаметр плям розприскування при нахилу отворів тарілки з кутами близькими до вертикальних були меншими і змінювались в залежності від висоти розміщення тарілки межах від 3,5 до 4,6 м, а при кутах нахилу близьких до горизонтальних – від 5,44 до 6,2 м. Із рис. 3 видно, що на форму плями та рівномірність розприскування суттєвий вплив надають кути нахилу бокових отворів тарілки. Висота розміщення тарілки над поверхнею ґрунту не міняє форми та якості розпилу а змінює лише діаметр плями.

**Висновки.** Результати дослідів підтвердили працездатність тарічкового розприскувача рідких хімікатів, спрощена конструкція якого виключає необхідність використання насосів високого тиску та вентиляторних пристроїв, які використовуються в існуючих розпилювачах рідких хімікатів.

Кращі результати по якості розпилювання, а саме висока рівномірність, відсутність кільця та наявність виражених меж плями, отримані при куті нахилу отворів бокових стінок рівним  $22,5^\circ$ .

Оптимальні за якістю плями розприскування рідини та розмірами рівними 5...6 м дозволяють установку розприскувачів на агрегаті внесення рідких хімікатів, з урахуванням зон перекриття, з відстанями між ними рівними

4,5...5,5 м. Так при ширині захвату агрегату 24 м необхідна установка 5 розприскувачів.

### Список використаних джерел

1. Назаров С.А. Равномерное распределение туковых смесей / С.А. Назаров, И.В. Румянцев, А.А. Докучаев, И.В. Довгоший // Техника в сельском хозяйстве. – М.: Колос, – 1977. – №2 – С. 27-30.
2. Бакум М.В. Сільськогосподарські машини: навч. посіб. / М.В. Бакум, І.С. Бобрусь, А.Д. Михайлов, М.Г. Доценко, О.С. Вотченко. – Харків: ХНТУСГ. – 2008. – Ч. 2. – 288 с.
3. Калюжный А.Д. Устройство для внесения жидких минеральных удобрений с гравитационным дозированием / А.Д. Калюжный, Р.В. Ридный, Р.Р. Меджидов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2010. – №103. – С.108–111.
4. Калюжный О.Д. Дослідження роботи дозуючого пристрою для внесення малих доз рідких хімікатів / О.Д. Калюжный, В.Ф. Рідний, Р.В. Рідний, Р.Р. Меджидов // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2012. – №124 – С. 48–52.

### Аннотация

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАЗБРЫЗГИВАТЕЛЯ ЖИДКИХ ХИМИКАТОВ

Калюжный А.Д., Рідний Р.В., Романашенко А.А., Ростовський І.Р.

*Экспериментальные исследования центробежного разбрызгивателя, который выполнен в виде полужакрытой тарелки с вертикальным цилиндрическим бортом, подтвердили его работоспособность. Использование гравитационной подачи и дозирование жидкости целесообразно при внесении малых доз химикатов, которое в свою очередь, имеет эксплуатационные и технологические преимущества в сравнении с традиционными приповерхностными способами внесения жидких химикатов.*

### Abstract

#### EXPERIMENTAL STUDY OF THE CENTRIFUGAL SPRAYER OF LIQUID CHEMICALS

O. Khaluzhniy, R. Ridniy. O. Romanashenko, I. Rostovski

*Experimental studies of a centrifugal sprayer, which is made in the form of a half-closed plate with a vertical cylindrical side, confirmed its efficiency. The use of gravity feed and dosing of liquid is advisable when introducing small doses of chemicals, which in turn has operational and technological advantages in comparison with traditional near-surface methods of applying liquid chemicals.*

## МЕХАТРОННА ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА

**Кісь О.В., студ.**

*Харківський національний університет радіоелектроніки*

**Антощенко Р.В., д.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В роботі наведено аналіз існуючих вимірювальних систем та пристроїв, що використовуються при дослідженні сільськогосподарської техніки, автомобілів. Запропоновано конструкцію вимірювальної системи для дослідження функціонування мобільних машин та проведення досліджень на лабораторних стендах. Приведено результати експериментальних досліджень динаміки автомобіля.*

**Постановка проблеми.** Для підвищення точності і достовірності вимірювань, проведених у різних цілях, використовують спеціальні технічні засоби. Сучасний ринок вимірювального обладнання насичений як засобами вимірювання окремих параметрів (температура, вологість, загазованість повітря, відстань і ін.), так і вимірювальними приладами, які об'єднують в собі можливість визначення декількох параметрів. В умовах значного розширення напрямків наукових досліджень нерідко виникає необхідність створення вимірювального обладнання для вирішення конкретного завдання (наприклад, визначення не настільки поширених параметрів, вимір параметра відповідно до якоїсь певної методикою, отримання математично пов'язаних з визначальним параметром характеристик та ін.).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У вітчизняній і зарубіжній практиці розробки вимірювальної техніки спостерігається тенденція створення нових метрологічних засобів – вимірювальних інформаційних систем, які суміщають операції отримання вимірювальної інформації і математичної обробки її безпосередньо в процесі експерименту за допомогою спеціалізованих обчислювальних пристроїв [1]. Такі системи розробляються, як правило, на основі мікропроцесорних модулів, що випускаються різними вітчизняними та зарубіжними компаніями.

Дослідження динаміки функціонування машинно-тракторних агрегатів потребують визначення параметрів стану машини як у цілому, так і окремих її елементів у тому числі енергетичних показників. Для експериментальних досліджень науковцями розроблялись вимірювальні пристрої та системи [2]. Деякі з них є універсальними [3], інші спеціалізованими [4]. Використовуються системи, які зчитують параметри функціонування з діагностичних інтерфейсів [5] та віртуальні системи [6].

**Метою статті є аналіз вимірювальних засобів та систем для проведення**

експериментальних досліджень і випробувань з оцінкою динаміки та енергетики мобільних машин.

**Основна частина.** Вимірювально-інформаційні технології та системи реалізують наступні специфічні процедури:

– отримання вихідної вимірювальної інформації в результаті взаємодії первинних вимірювальних перетворювачів (датчиків) з об'єктом вимірювань;

– перетворення вимірювальної інформації із заданою та гарантованою точністю;

– порівняння сигналів вимірювальної інформації з розмірами загальноприйнятих одиниць виміру, оцінка і подання характеристик залишкової невизначеності значень вимірюваних величин.

Сучасні об'єкти дослідження характеризуються великою кількістю параметрів, що змінюються часом з великою швидкістю. Іноді, щоб отримати інформацію про параметри об'єкта, необхідно проводити комплексні вимірювання, а значення вимірюваної величини отримувати розрахунковим шляхом на основі відомих функціональних залежностей між цією величиною і величинами, що піддаються вимірам.

В метрології технічним інформаційним засобам наведено наступне визначення: вимірювальна система (ВС) – різновид інформаційно-вимірювальної системи у вигляді сукупності вимірювальних каналів, вимірювальних пристроїв та інших технічних засобів, об'єднаних для створення сигналів вимірювальної інформації про декілька вимірюваних фізичних величин [7]. Перераховані елементи вимірювальної системи об'єднані загальним алгоритмом функціонування для отримання даних про величини, що характеризують стан об'єкта дослідження.

Інформаційні системи можуть бути складовими розвиненіших структур вимірювальних інформаційних систем і систем управління, на які покладаються функції контролю, діагностики, розпізнавання образів, автоматичного керування науковими експериментами, випробуваннями складних об'єктів і технологічними процесами [8].

Залежно від призначення вимірювальні системи поділяють на вимірювально-інформаційні, вимірювально-контролюючі, вимірювально-керуючі та ін.

На практиці майже повсюдно застосовується термін «Вимірювально-інформаційна система», яка, на думку деяких видатних метрологів, невірно відображає поняття про вимірювально-інформаційні системи.

Вимірювально-інформаційна система (ВІС) – інформаційна система, що складається з інформаційних засобів, включаючи засоби вимірювань, і допоміжних технічних засобів, в яких вимірювальна інформація перетворюється в інші види інформації [9].

Розглянемо особливості деяких з основних видів оцінок сільськогосподарської техніки та вимірювальних систем, що застосовуються при їх проведенні.

Особливості вимірювально-інформаційних систем:

*Багатофункціональність* – забезпечення одночасного вимірювання ряду

фізичних величин; побудова узагальнених оцінок на основі вимірів великого числа параметрів; обчислення комплексних параметрів.

*Наявність в складі системи ЕОМ – рішення задач, пов'язаних з оцінкою якості алгоритмів обробки обчислень.*

*Багатоканальність – оцінка, зменшення або виключення впливу каналів один на одного.*

*Нерозривний зв'язок багатьох ВС з об'єктом, на якому вони експлуатуються, неможливість зняття систем з об'єктів, не порушуючи цілісності – рішення проблем проведення метрологічного обслуговування в умовах неможливості прив'язки використовуваних засобів вимірювань до ідеалу шляхом переміщення засобів вимірювання до місця дислокації еталона. Неможливість комплексної перевірки вимірювального каналу за умовами установки датчиків на об'єкті.*

*Складність опису об'єктів і їх моделювання – складність обліку впливу об'єктів на точність вимірювання в умовах дефіциту вихідної (апріорної) інформації.*

*Агрегатний спосіб побудови – можливість дослідження ВС як закінченого цілого тільки на об'єкті дослідження.*

*Розподіленість компонентів і складових частин ВС в просторі – урахування впливу на точність вимірювань різних умов експлуатації компонентів ВС.*

*Можливість зміни складу ВС в процесі експлуатації – складність регламентації вимог до систем на момент випуску.*

*Наявність динамічних режимів вимірювання – необхідність дослідження динамічних властивостей системи і узгодження їх з об'єктом.*

Одним з видів оцінок, проведених при випробуваннях сільськогосподарської техніки, є експлуатаційно-технологічна оцінка – оцінка експлуатаційних якостей (властивостей) сільськогосподарської техніки, що характеризують здатність виконувати технологічний процес в межах агротехнічного терміну з оптимальною продуктивністю, при дотриманні зональної технології та якості виконання технологічної операції [10].

При цих варіантах ведення хронометражу присутній людський фактор, який впливає на точність вимірювань, що, в свою чергу, позначається і на результатах кінцевих розрахунків.

Метод проведення експлуатаційно-технологічної оцінки регламентується ДСТУ 8424:2015. Сільськогосподарська техніка. Машини спеціалізовані й універсальні та машинні комплекси. Методи експлуатаційно-технологічного оцінювання на етапі випробувань. В сучасних умовах науково-технічний прогрес диктує необхідність в додаток до цього методу розробити методику автоматизованого збору інформації в ході експлуатаційно-технологічної оцінки, віддаленого моніторингу робочої зміни, автоматизованого обчислення всіх необхідних показників з використанням сучасних технічних засобів і розробленого програмного забезпечення.

З появою персональних комп'ютерів і широкого поширення мікропроцесорної техніки прийшов час компактних вимірювальних систем.



Вченими КубНИИТиМ були розроблені портативні засоби для вимірювання окремих показників: простий електронний реєстратор елементів часу ИП-261 (рис. 1) і реєстратор для визначення витрат палива та пройденого шляху ИП-254 (рис. 1), витратоміри палива в різних модифікаціях з відповідним програмним забезпеченням [10].



Рис. 1. – Портативний хронометражист ИП-261



Рис. 2. – Вимірювально-інформаційна система ИП-254

ИП-261 дозволяє проводити багаторежимне вимірювання часових інтервалів за реалізацією наступних сервісних, керуючих і розрахункових функцій. Подальшим розвитком ИП-261 стала вимірювально-інформаційна система ИП-254, яка призначена для реєстрації експлуатаційних показників тягово-привідних і самохідних агрегатів, вимірювання витрати палива, пройденого шляху, елементів часу зміни (кодів операцій, час їх початку і завершення) та для розрахунків параметрів експлуатаційно-технологічної оцінки при проведенні випробувань сільськогосподарської техніки. ВС може працювати з об'ємними лічильниками палива ИП-179, ИП-204, ИП-260 або іншими витратомірами, а також з вимірювальними перетворювачами визначення пройденого шляху, частоти обертання ведучих коліс і положення знаряддя [10].

Розроблено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин (ВСДЕММ) (рис. 3), що відноситься до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Вимірювальна система призначена для визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях [11].

Під час проведення досліджень динаміки мобільних машин у складі вимірювальної системи можуть використовуватися такі датчики:

- інерційно-вимірювальний пристрій (ІВП), який складається з мікроконтролера, акселерометра та гіроскопа і призначений для визначення вібрації, дійсної траєкторії руху, прискорень та кутових швидкостей елемента мобільної машини в трьох площинах;

- навігаційний приймач GPS, антена якого розташовується у верхній точці мобільної машини (наприклад, на даху машини), що визначає географічне місцезнаходження машини, дійсну швидкість руху, курсовий кут, висоту над рівнем моря, дату та час проведення експериментального дослідження;



Рис. 3. Загальний вигляд обчислювального модуля ВСДЕММ

- датчик динаміки колеса, що визначає орієнтацію в просторі, прискорення та швидкості обертання колеса;
- датчик тягового зусилля, який розташовується між енергетичним засобом (трактором) та причіпною машиною і визначає тягове зусилля, що створюється останньою;
- датчик швидкості обертання валів;
- датчики витрати палива, що включаються в систему живлення двигуна.

Кількість та типи датчиків, якими обладнується машина при випробуваннях, залежать від її виду й параметрів, що необхідно визначити.

Проведено експериментальні дослідження рух легкового автомобіля по загородній трасі. Результати досліджень наведено на рис. 4–8.

При експериментальних дослідженнях отримано залежності прискорень та кутових швидкостей датчиків ІВП-1 (рис. 4) та ІВП-2 (рис. 5) від часу. Датчики розташовувались над передньою та задньою осями автомобіля. Визначено, за допомогою приймача GPS, траєкторію руху автомобіля (рис. 6), швидкість руху (рис. 7) та положення його по висоті (рис. 8) в залежності від часу.

Розроблена вимірювальна система дозволяє підвищити якість досліджень сільськогосподарських машин та агрегатів [12, 13]. Отримані результати експериментальних досліджень (рис. 4–8) дозволяють ефективно дослідити динамічні та енергетичні показники автомобіля.

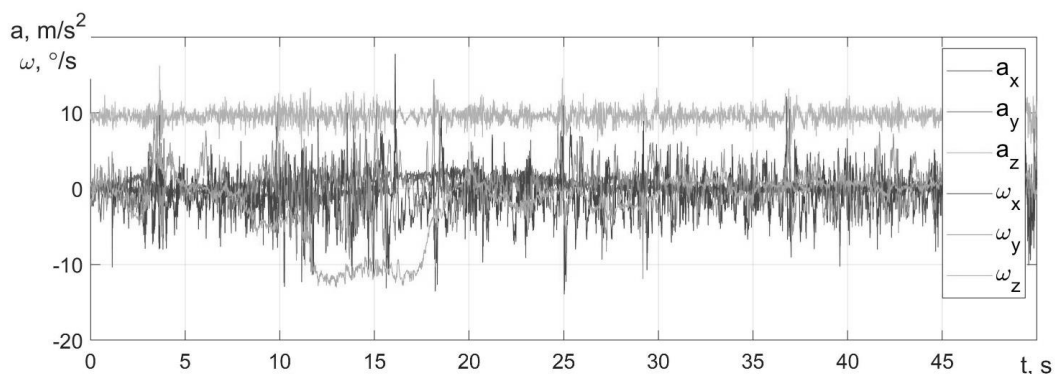


Рис. 4. Залежності прискорень та кутових швидкостей датчика ІВП-1 від часу

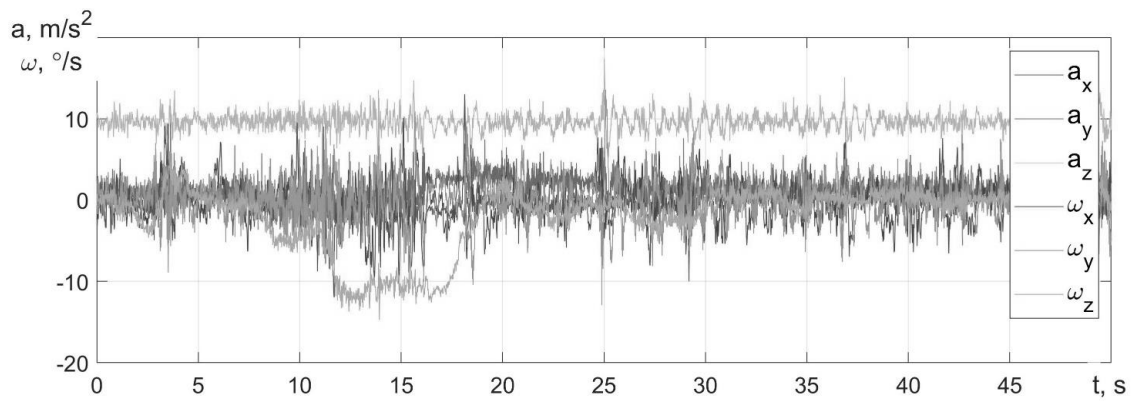


Рис. 5. Залежності прискорень та кутових швидкостей датчика ІВП-2 від часу

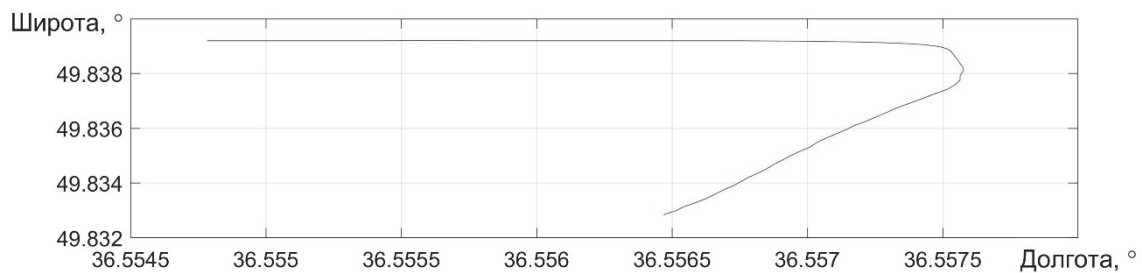


Рис. 6. Траєкторія руху автомобіля

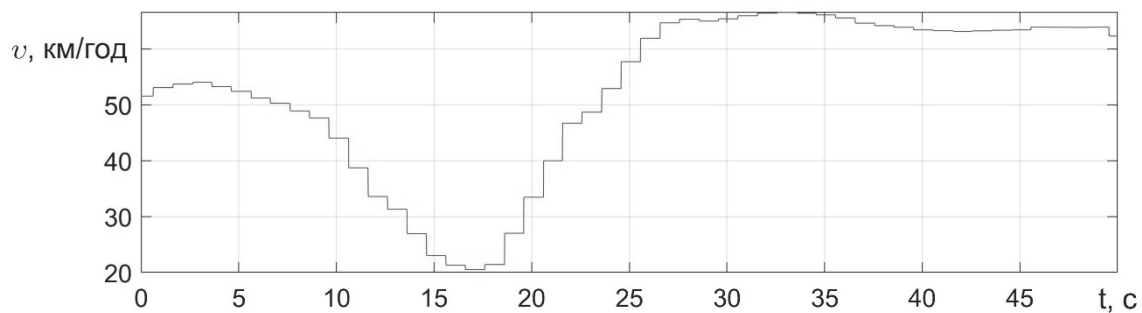


Рис. 7. Залежність швидкості руху автомобіля від часу

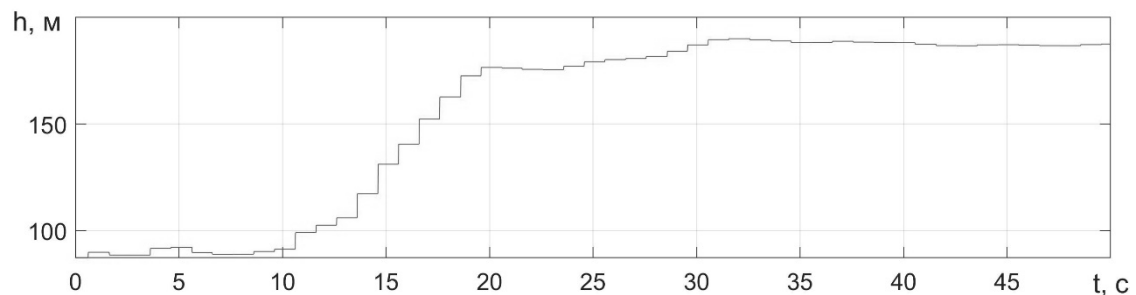


Рис. 8. Залежність положення автомобіля по висоті від часу

## Висновки.

1. Розроблено вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин, що відноситься до технічних засобів діагностування та експлуатаційного контролю і може бути використана в сільському господарстві та машинобудівній промисловості. Вимірювальна система призначена для

визначення кінематичних, динамічних, потужнісних та енергетичних характеристик мобільних машин та їх елементів при дорожніх, польових і стендових випробуваннях.

2. Виміррювальна система дозволяє підвищити якість досліджень сільськогосподарських машин та агрегатів, а отримані результати експериментальних досліджень автомобіля дозволяють ефективніше дослідити його динамічні та енергетичні показники.

### Список використаних джерел

1. Фролова И.В. Новые приборы и программные средства для эксплуатационно-технологической оценки сельхозмашин / И. В. Фролова, Н. В. Трубицын, И. В. Пронин // Техника и оборудование для села. 2001. – №3. – С. 23–24.
2. Lackas G. M. Portable data acquisition system for measuring energy requirements of soil-engaging implements / Lackas G. M., Grisso R. D., Yasin M., Bashford L. L. Bashford. Computers and Electronics in Agriculture. Biological Systems Engineering Department. Lincoln: University of Nebraska. 2011. № 5. PP. 285–296.
3. Дренкоу Г. LXI – Новое поколение измерительных систем. Электроника НТБ – научно-технический журнал. Контроль и измерения. 2006. Вып. № 6/2006. С. 13–16.
4. Кувачов В. П. Удосконалення методики реєстрації вертикальних коливань мобільних енергетичних засобів / Кувачов В. П., Аюбов А. М., Котов О. Г. // Праці Тав-рійської ДАТА. Мелітополь: ТДАТА, 2007. Вип. 7. т. 1. С. 139–145.
5. Theoretical verification of vehicle subsystems applied with CAN bus and principle of engine ECU monitoring / Petrović V., Janković S., Grozdanić B., Bracanović Z., Borak D. Mechanical Engineering. 2013. Vol. 11. № 1. P. 85–102.
6. Виртуальные средства измерений и их метрологическое обеспечение / Пронин А. Н., Сапожникова К. В., Тайманов Р. Е., Звягин Н. Д. Труды 3-й Российской конф. с международным участием «Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения» (УКИ-12). 16-19 апреля, 2012 г. М.: ИПУ РАН, 2012. С. 631–633.
7. ДСТУ 2681-94. Метрологія. Терміни та визначення. – Чинний від 1995-01-01 // Кат. нормат. док. – К.: Держстандарт України, 2001.
8. Рубичев Н. А. Измерительные информационные системы / Н. А. Рубичев – М.: Дрофа, 2010. – 334 с.
9. Ранеев Г. Г. Измерительные информационные системы / Г. Г. Ранеев – М.: Приборостроение, 2010. – 336 с.
10. Федоренко В. Ф. Современные информационные технологии при испытаниях сельскохозяйственной техники: науч. аналит. обзор / В. Ф. Федоренко, Н. В. Трубицын. М.: ФГБНУ «Росинформагротех», 2015. – 140 с.

11. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоелементних машинно-тракторних агрегатів: монографія. Х.: ХНТУСГ, 2017. 244 с.
12. Антощенко Р. В. Результати експериментальних досліджень комбінованого ґрунтообробно-посівного агрегату [Текст] / Р. В. Антощенко, А. Т. Лебедев, В. М. Антощенко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2017. – Вип. 180. – С. 213-218.
13. Харченко С. О. Оцінка якості роботи борони-луцильника «Дукат-4» з стійками кріплення дисків різної жорсткості [Текст] / С. О. Харченко, О. І. Анікєєв, М. О. Циганенко, Р. В. Антощенко, В. В. Качанов, О. Д. Калюжний, Є. А. Гаєк, Г. В. Сорокотяга // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2017. – Вип. 180. – С. 274-282.

## **Аннотация**

### **МЕХАТРОННАЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА**

Кись О.В., Антощенко Р.В.

*В работе приведен анализ существующих измерительных систем и устройств, используемых при исследованиях сельскохозяйственной техники, автомобилей. Предложена конструкция измерительной системы для исследования функционирования мобильных машин и проведения исследований на лабораторных стендах. Приведены результаты экспериментальных исследований динамики автомобиля.*

## **Abstract**

### **MECHATRONIC MEASURING SYSTEM**

O. Kis, R. Antoshchenkov

*The paper presents an analysis of the existing measuring systems and devices used in the study of agricultural machinery and automobiles. The design of the measuring system for the study of the functioning of mobile machines and research on laboratory stands. The results of experimental studies of the dynamics of the car.*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА ПРОГОНКИ ПРИ РАСЧЁТЕ ТРЁХМЕРНОГО ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ НАХОДЯЩЕЙСЯ МЕЖДУ ДВУХ СИНХРОННО КОЛЕБЛЮЩИХСЯ РАБОЧИХ ПЛОСКОСТЕЙ ВИБРОМАШИНЫ

Лукьяненко В.М., к.т.н., доц., Никифоров А.А. ст. преп.,  
Никифорова А.П. асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенка*

*В работе представлена детальная постановка задачи расчёта трёхмерного поля относительных скоростей воздушной среды, заключённой между двумя синхронно колеблющимися плоскостями вибрационной машины. В постановке задачи использована модель движения идеального газа, описываемая с помощью уравнения Эйлера, а также уравнения неразрывности. В координатной форме данные уравнения представляются в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных. Решение данной системы дифференциальных уравнений возможно с использованием численных методов на основе устанавливаемых краевых условий, которые зависят от режима работы вибрационной машины. В качестве численного метода решения задачи в статье предлагается использовать метод прогонки, который позволяет обеспечить сходимость и устойчивость расчётных схем независимо от шага и других параметров используемой сетки.*

**Постановка проблемы.** Задача сепарации и очистки мелкосеменных культур, например таких, как: табак, махорка, для своего решения требует применения специальных средств послеуборочной и предпосевной обработки. К таковым относятся вибрационные машины, использующие принцип разделения за счёт дифференциации среднестатистических траекторий движения семян разных категорий (сортов) и мусора относительно вибрирующей шероховатой поверхности машины. Как показывает практика, вибрационный способ очистки обеспечивает наиболее качественную очистку (сортировку) мелкосеменных культур [1, 2]. Недостатком такого рода машин является их малая производительность. Увеличение производительности за счёт увеличения количества рабочих поверхностей путём применения пакетов параллельных синхронно колеблющихся плоскостей приводит к таким нежелательным последствиям, как возникновение знакопеременного воздушного потока между колеблющимися плоскостями. Создаваемый за счёт колебаний воздушный поток оказывает существенное влияние на кинематические параметры движения мелкосеменных легковетесных культур, если имеются выраженные аэродинамические свойства семян [3].

За счёт действия аэродинамических сил снижается эффект от действия сил трения, благодаря которым, собственно, и реализуется принцип очистки

(сортировки). Семенная масса накапливается в районе питателя. Образующийся многослойный семенной континуум не позволяет осуществлять качественную очистку (сортировку).

Для выработки конструктивных мероприятий, позволяющих уменьшить или полностью исключить вредный фактор воздушного потока в вибрационных машинах повышенной производительности, необходимо проводить моделирование процесса движения воздуха под воздействием рабочих поверхностей вибрационной машины.

В качестве математической модели, описывающей данные процессы, целесообразно использовать уравнения динамики воздушной среды без учёта сжимаемости (в акустическом диапазоне) и вязкости среды. Для идеального газа его кинематические параметры движения могут быть вычислены с помощью дифференциального уравнения Эйлера и уравнения неразрывности при заданных краевых условиях.

Задача вычисления кинематических параметров воздуха для рассматриваемой модели является достаточно сложной и требует объёмной теоретической проработки.

**Анализ последних публикаций и исследований.** В настоящее время разработано большое количество расчётных схем и моделей, позволяющих рассчитывать параметры газо-воздушной (водной) среды при взаимодействии с конструктивными элементами проектируемых аппаратов (агрегатов). Главным образом применяемые расчётные подходы базируются на методе сеток; методе образующих или методе Массо [4, 5]. Перечисленные методы, обладая неоспоримыми преимуществами в простоте и универсальности, позволяют решать проблему нелинейности систем дифференциальных уравнений, с помощью которых, как правило, описываются исследуемые газодинамические (гидродинамические) процессы. Платой за это выступает неустойчивость и неудовлетворительная сходимость получаемых решений, которые зависят от способа и параметров сетки разбивки исследуемых областей.

Для случая идеального газа, когда дифференциальные уравнения приводятся к квазилинейному виду, сведя расчётную модель к краевой задаче, используемый арсенал вычислительных методов может быть дополнен методом прогонки [4].

**Целью работы** является обоснование использования метода прогонки при расчёте трёхмерного поля скоростей воздушной среды находящейся между двух синхронно колеблющихся рабочих плоскостей вибромашины.

**Основная часть.** В работе изложены результаты такой предварительной проработки задачи вычисления параметров движения воздуха: поля скоростей и давлений в объёме, заключённом между двумя колеблющимися плоскостями вибромашины. Выполнена детальная постановка краевой задачи, её запись в конечноразностной линеаризованной форме, а также выбор численного метода решения системы дифференциальных уравнений.

**Постановка краевой задачи (трёхмерный случай).** В статье рассматривается задача расчёта поля относительных скоростей воздушной среды, двигающейся под воздействием двух параллельных плоскостей,

совершающих синхронные гармонические колебания. Кинематические параметры движения элементов воздуха могут быть рассчитаны на основании уравнения Эйлера и уравнения неразрывности для идеального газа (жидкости) [4]. В векторном виде уравнение Эйлера для идеального газа имеет вид:

$$\rho \mathbf{a} = \rho \mathbf{F} - \text{grad } p, \quad (1)$$

где:  $\mathbf{a}$  – вектор ускорения движения воздушной среды;  $\mathbf{F}$  – вектор ускорения от действия массовых сил (силы тяжести);  $p$  – давление воздуха в рассматриваемой точке;  $\rho$  – плотность воздуха.

Уравнение неразрывности, записанное для идеального газа, соответственно, может быть представлено как:

$$\dot{p} \frac{1}{\rho c^2} + \text{div} \mathbf{V} = 0, \quad (2)$$

где:  $\mathbf{V}, \dot{p}$  – вектор скорости движения и скорость изменения давления воздушной среды в рассматриваемой точке, соответственно;  $c$  – скорость звука.

Решаемая система дифференциальных уравнений, записанная в координатной форме, имеет вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (5)$$

$$\left[ \frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right] \frac{1}{\rho c^2} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (6)$$

где  $u, v, w$  – проекции вектора скорости движения воздушной среды,  $\mathbf{V}$ , на оси  $X, Y, Z$  выбранной системы координат;  $g_x, g_y, g_z$  – проекции ускорения свободного падения на оси выбранной системы координат.

В качестве системы координат, относительно которой рассчитываются параметры воздушного потока, рассматривается система, связанная с рабочими поверхностями вибрационной машины (рис. 1).



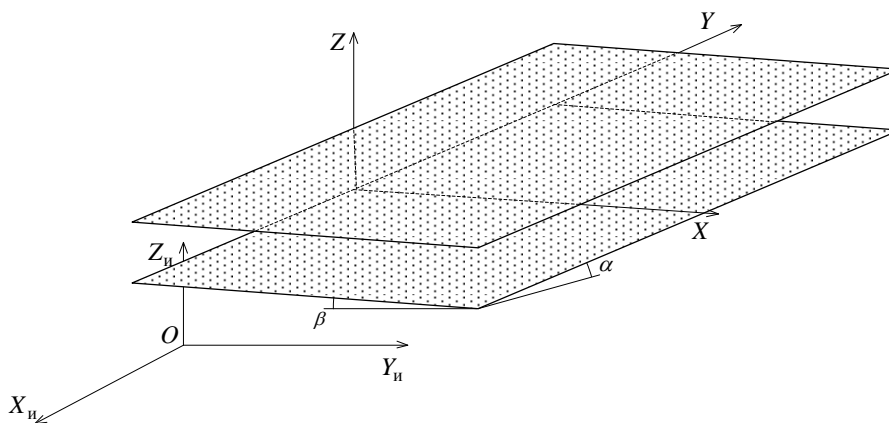


Рис. 1 – Система координат, относительно которой рассчитываются характеристики воздушного потока

Начало системы координат устанавливается в одной из тех точек, принадлежащих продольному ребру нижней рабочей поверхности. Выбирается то продольное ребро, которое примыкает к питателю вибрационной машины.

Ось проходит через установленную точку на продольном ребре нижней рабочей поверхности и совпадает с нормалью к ней. Положительным направлением оси является направление, которое противоположно действию сил гравитации. Ось перпендикулярна продольному ребру рабочей поверхности и направлена в сторону второго продольного ребра, ограничивающего рабочую поверхность по ширине. Ось совпадает с продольным ребром рабочей поверхности и направлена таким образом, чтобы образовывалась правая тройка осей координат.

Рабочие поверхности параллельны друг другу и располагаются под углом к поверхности Земли. Угол  $\alpha$  характеризует наклон продольной оси рабочей поверхности к земной поверхности, а угол  $\beta$  – к поперечной оси.

Параметры поля скоростей воздуха рассчитываются для ограниченной области,  $\Xi$ , имеющей форму параллелепипеда (рис. 2).

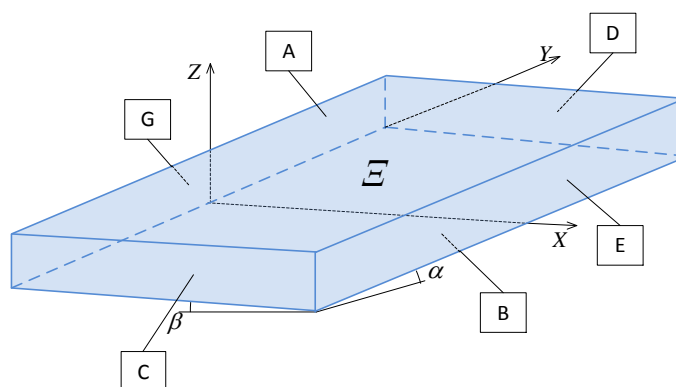


Рис. 2 – Область, внутри которой рассчитываются параметры поля скоростей воздуха

Рабочие поверхности, при работе вибрационной машины, совершают синхронные гармонические колебания (рис. 3). Относительно рабочей поверхности колебания осуществляются под наклоном, задаваемым с помощью угла наклона колебаний,  $\varepsilon$ .

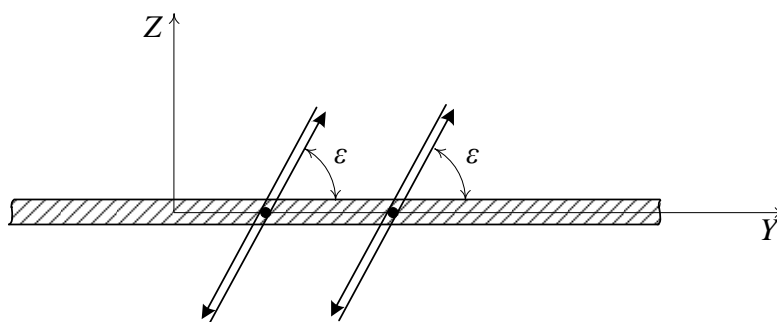


Рис. 3 – Траектории движения точек рабочей поверхности при работе вибрационной машины

Воздушная масса, находящаяся в покое относительно инерциальной системы координат, движется по отношению к системе координат рабочей поверхности. Относительное движение воздуха является симметричным или зеркальным по отношению к движению рабочей поверхности относительно инерциальной системы координат.

На основании приведенных графических схем (рис. 2, 3), можно сформулировать краевые условия для области  $\Xi$ . Для граней: С, D, E и G, следует записать:

$$\mathbf{V}^{(t)}/_{C,D,E,G} = -\mathbf{V}^k(t), \quad (7)$$

$$p/_{C,D,E,G} = p^{амм}, \quad (8)$$

где  $\mathbf{V}^{(t)}/_{C,D,E,G}$  – вектор скорости движения частиц воздуха, принадлежащих граням С, D, E и G области  $\Xi$ , относительно системы координат рабочей поверхности;  $\mathbf{V}^k(t)$  – вектор скорости колебаний точек рабочей поверхности относительно инерциальной системы координат;  $p/_{C,D,E,G}$  – давление воздуха по границе С, D, E и G;  $p^{амм}$  – атмосферное давление.

Вдоль граней С, D, E и G воздух находится в невозмущённом состоянии, на него не действуют рабочие поверхности. Поэтому перепадов давления по отношению к давлению атмосферы здесь нет.

Граничное давление равно давлению атмосферы.

Проекции вектора скорости перемещения точек рабочей поверхности относительно инерциальной системы координат при совершении гармонических колебаний вычисляются с помощью следующих выражений:

$$V_x^k(t) = -A\Omega \cos(\Omega t) \sin \beta \sin(\varepsilon - \alpha), \quad (9)$$

$$V_y^k(t) = -A\Omega \cos(\Omega t) \times \left[ \operatorname{tg} \alpha \cos \beta \sin(\varepsilon - \alpha) - \frac{\cos \delta}{\cos \beta} \cos(\varepsilon - \alpha) \right], \quad (10)$$

$$V_z^k(t) = A\Omega \cos(\Omega t) \cos \delta \frac{\sin \varepsilon}{\cos \alpha}, \quad (11)$$

где:  $A$  – амплитуда колебаний;  $\Omega$  – частота колебаний;  $\varepsilon$  – угол наклона колебаний;  $\alpha, \beta, \delta$  – углы наклона рабочей поверхности.

Для граней А и В области  $\Xi$ , образованных непосредственно рабочими поверхностями, имеет место полное торможение воздуха при его контакте с поверхностью. Точнее говоря, останавливается относительное движение воздуха, а с точки зрения инерциальной системы, наоборот, ранее находившийся в покое воздух увлекается в движение колеблющейся рабочей поверхностью. Заторможенное относительное движение воздуха преобразуется в избыточный или отрицательный по отношению к атмосферному давлению перепад давления. Знак перепада давления,  $\Delta p$ , определяется в зависимости от направления движения рабочей поверхности по отношению к области  $\Xi$  (наружу или вовнутрь).

Таким образом, граничные условия для граней А и В примут следующий вид:

$$u(t)/_{A,B} = v(t)/_{A,B} = w(t)/_{A,B} = 0, \quad (12)$$

$$p(t)/_A = p^{амм} + \rho \frac{V_x^k(t)^2 + V_y^k(t)^2 + V_z^k(t)^2}{2} (-\operatorname{sign}\{V_z^k(t)\}), \quad (13)$$

$$p(t)/_B = p^{амм} + \rho \frac{V_x^k(t)^2 + V_y^k(t)^2 + V_z^k(t)^2}{2} \operatorname{sign}\{V_z^k(t)\}, \quad (14)$$

$$\operatorname{sign}\{V_z^k(t)\} = \begin{cases} 1, & \text{если } V_z^k(t) \geq 0, \\ -1, & \text{если } V_z^k(t) < 0, \end{cases} \quad (15)$$

где  $\rho$  – плотность воздуха;  $V_x^k(t), V_y^k(t), V_z^k(t)$  – проекции скорости колебаний, вычисляемые согласно выражениям (9) – (11).

Для численного решения системы уравнений (3) – (6) вводится сетка по осям координат  $X, Y, Z$  и по оси времени  $t$ . Сетка разбивки области  $\Xi$  на дискретные узлы имеет вид, приведенный на рис. 4. Узлы данной сетки имеют

нумерацию  $(i, j, k, \tau)$ . Узлу с приведенным номером соответствует точка области  $\Xi$  с координатами:  $x = i \cdot h$ ,  $y = j \cdot l$ ,  $z = k \cdot s$  и момент времени  $t = \tau \cdot \Delta t$ . Таким образом, сформулирована задача расчёта кинематических параметров воздушной массы, заключённой между двумя параллельными синхронно колеблющимися плоскостями. Рассматриваемая задача приведена к классу краевых задач для трёхмерного случая.

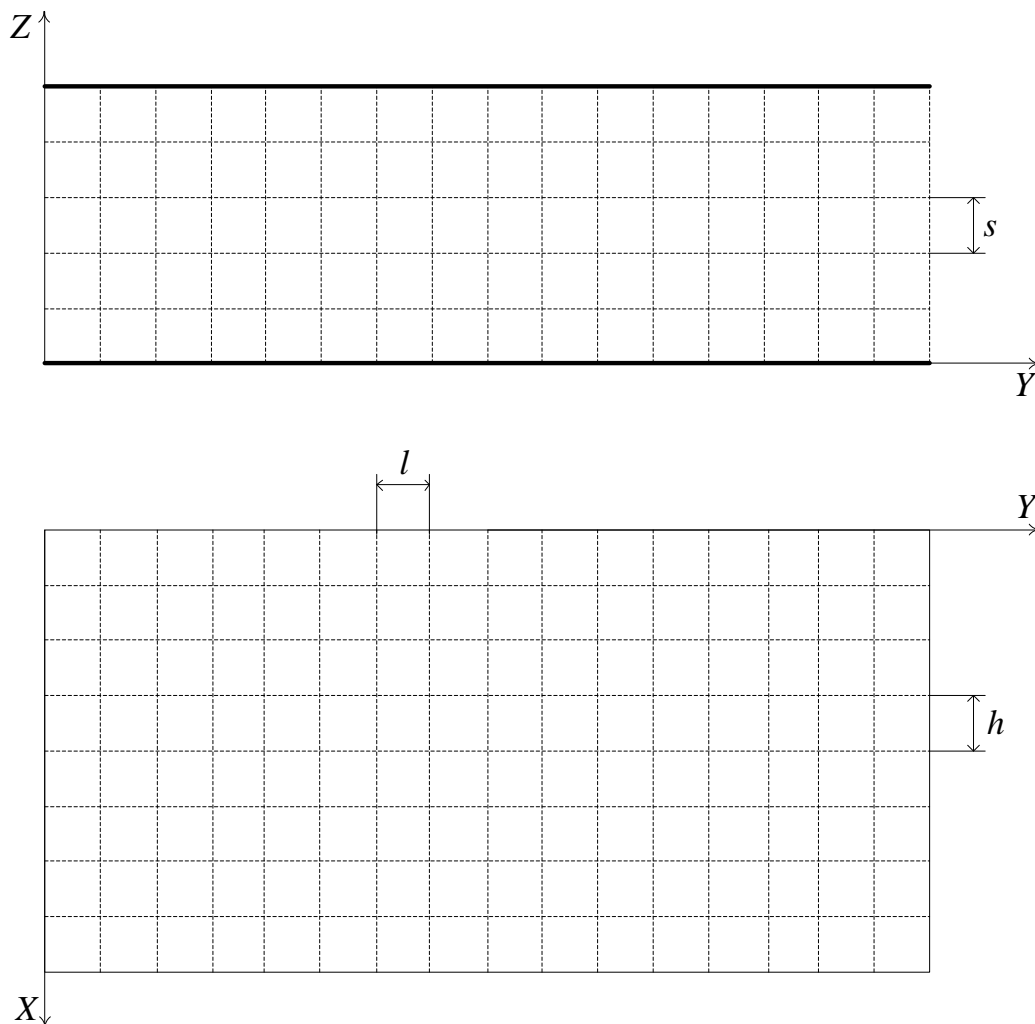


Рис. 4 – Сеточная область, используема для решения задачи

**Выбор численного метода решения задачи.** Численные методы решения задач гидрогазодинамики постоянно развиваются и находят своё применение во многих практических направлениях деятельности, связанных с проектированием летательных аппаратов, водных и наземных транспортных средств, различных агрегатов и устройств, при работе которых учитывается влияние окружающей воздушной (газовой) или водной среды.

Рассматриваемый метод прогонки нечувствителен к тому, каким образом формируется сетка разбивки области. При уменьшении шага разбивки всегда возрастает точность решения, которое сходится к определённому значению. Для обеспечения устойчивости решения не требуется каких-либо дополнительных мероприятий, например, использование форматов данных с

увеличенным количеством разрядов.

Суть метода прогонки удобно показать путём сравнения его с другими методами, не обладающими устойчивостью и сходимостью получаемого решения по способу разбивки расчётной области, при решении одного и того же дифференциального уравнения.

Например, пусть необходимо решить линейное дифференциальное уравнение вида:

$$y'' = p(x)y + q(x), \quad (16)$$

где:  $p(x), q(x)$  - непрерывные функции,  $p(x) > 0$ . С установленными граничными условиями следующего вида:

$$y'(a) = \alpha_0 y(a) + \alpha_1, \quad (17)$$

$$y'(b) = \beta_0 y(b) + \beta_1. \quad (18)$$

Из граничного условия (17) можно записать:

$$y(a) = \alpha; \quad y'(a) = \alpha_0 \alpha + \alpha_1. \quad (19)$$

Метод решения (16) – (18) обычным методом.

Отыскивается решение (16), (19) –  $y_1(x)$ , путём решения задачи Коши.

Общее решение уравнения (16) можно записать как:

$$y(x) = C_1 z_1(x) + C_2 z_2(x) + y_1(x), \quad (20)$$

где:  $z_1(x), z_2(x)$  - линейно независимые решения уравнения:

$$z''(x) = p(x)z(x). \quad (21)$$

Так как для искомого решения  $y(x)$  должно выполняться граничное условие (17), то тогда:

$$C_1 z_1'(a) + C_2 z_2'(a) + y_1'(a) = C_1 \alpha_0 z_1(a) + C_2 \alpha_0 z_2(a) + \alpha_0 y_1(a) + \alpha_1, \quad (22)$$

Или

$$C_1 z_1'(a) + C_2 z_2'(a) = \alpha_0 [C_1 z_1(a) + C_2 z_2(a)]. \quad (23)$$

Таким образом, необходимо искать все решения (21), удовлетворяющие

условию:

$$z'(a) = \alpha_0 z(a). \quad (24)$$

Совокупность таких решений образует однопараметрическое семейство. Чтобы получить его, достаточно задать  $z(a) = \gamma \neq 0$  и найти решение  $\bar{z}(x)$  уравнения (21), удовлетворяющее условиям:

$$\bar{z}(a) = \gamma; \quad \bar{z}'(a) = \alpha_0 \gamma. \quad (25)$$

При этом:

$$y(x) = y_1(x) + C\bar{z}(x), \quad (26)$$

где:  $C$  подбирается так, что для  $y(x)$  выполняется граничное условие (18).

Теоретически изложенный метод идеален по своей простоте. Но, однако, его использование может привести к большим вычислительным погрешностям. Как показывает функциональный анализ решения  $\bar{z}(x)$  уравнения (21), величина  $\bar{z}(x)$  возрастает по абсолютной величине при увеличении  $x$  и может достигать весьма больших значений при  $x = b$ . Отсюда, для получения  $y(x)$  с допустимой точностью необходимо для  $y_1(x)$  и  $\bar{z}(x)$  использовать большое количество разрядов. Это накладывает некоторые ограничения при разработке расчётных алгоритмов, использующих такой подход.

Метод прогонки позволяет избегать данных трудностей. Суть метода состоит в следующем.

На основании (26) можно утверждать, что совокупность решений дифференциального уравнения (16), удовлетворяющих граничному условию (17), есть семейство, зависящее от одного параметра. Следует разыскивать линейное дифференциальное уравнение первого порядка вида:

$$y'(x) = \alpha_0 y(x) + \alpha_1(x) \quad (27)$$

такое, что каждое решение (11), принадлежит к числу решений (27). Естественно, при  $x = a$  должно выполняться условие (17), и поэтому:

$$\alpha_0(a) = \alpha_0, \quad \alpha_1(a) = \alpha_1. \quad (28)$$

Так как (26) должно удовлетворять (27), то:

$$y_1' + C\bar{z}' \equiv \alpha_0(x)y_1 + C\alpha_0(x)\bar{z} + \alpha_1(x). \quad (29)$$

Это тождество, выполняющееся при любом значении  $C$ . Поэтому:

$$\bar{z}' = \alpha_0(x)\bar{z}; \quad y_1' = \alpha_0(x)y_1 + \alpha_1(x). \quad (30)$$

Дифференцируя первое из этих равенств и используя (21), может быть получено:

$$\bar{z}'' = p(x)\bar{z} = \alpha_0'(x)\bar{z} + \alpha_0(x)\bar{z}' = [\alpha_0'(x) + \alpha_0^2(x)]\bar{z}, \quad (31)$$

или

$$\alpha_0'(x) + \alpha_0^2(x) = p(x). \quad (32)$$

Точно так же, дифференцируя второе из равенств (30) и используя (16), может быть получено:

$$\alpha_1'(x) + \alpha_0(x)\alpha_1(x) = q(x). \quad (33)$$

Таким образом, задача свелась к отысканию функций  $\alpha_0(x)$  и  $\alpha_1(x)$ , удовлетворяющих системе дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_0'(x) + \alpha_0^2(x) &= p(x), \\ \alpha_1'(x) + \alpha_0(x)\alpha_1(x) &= q(x) \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

и начальным данным (18). Сначала интегрируется первое уравнение из системы уравнений (34), а затем второе. Найдя  $\alpha_0(x)$  и  $\alpha_1(x)$ , можем получить:

$$y'(b) = \alpha_0(b)y(b) + \alpha_1(b). \quad (35)$$

Этим самым совершена прямая прогонка, когда граничное условие (17) перегнано с левого конца на правый.

Полученная система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_0(b)y(b) + \alpha_1(b) &= y'(b), \\ \beta_0 y(b) + \beta_1 &= y'(b) \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

используется для определения  $y(b)$  и  $y'(b)$ . Уравнения (36) могут совпадать, и тогда краевая задача имеет бесчисленное множество решений, представленных формулой (26). Если уравнения (36) несовместны – тогда краевая задача не имеет решения. Если же (36) имеет единственное решение, то на правом конце получены данные Коши для уравнения (16). Однако, лучше использовать не (16), а (27), находя его решение на отрезке  $[a, b]$ . Этот процесс называется обратной прогонкой.

Исследование характера изменения решений уравнений системы (34) (прямая прогонка) и системы (36) (обратная прогонка) показывает, что они, при

продвижении от исходного к финишному краю области, будут претерпевать незначительные изменения [16]. То есть, метод прогонки обеспечивает устойчивость и сходимость решения.

Приведенный пример, иллюстрирующий преимущества метода прогонки, рассматривает одномерный случай, когда исследуемая область измеряется только абсциссой  $x$ . Для двух и трёхмерного случая вид уравнений (30), а значит и систем (34), (36) будет более сложным. Это вносит некоторую трудность для использования метода прогонки при решении уравнений газодинамики, где рассматривается система дифференциальных уравнений в частных производных относительно трёх осей декартовой системы координат.

### **Заключение**

1. В статье приведена детальная постановка краевой задачи расчёта поля скоростей и давлений для объёма воздуха, находящегося под воздействием двух параллельных синхронно колеблющихся плоскостей вибрационной машины.

2. В качестве математической модели, описывающей процесс движения воздушной массы, используется уравнение Эйлера и уравнение неразрывности, применимые в случае идеального газа.

3. Проведена сравнительная оценка численных методов, с помощью которых может быть решена сформулированная краевая задача. На основании сравнительного анализа наиболее приемлемым методом представляется метод прогонки, который обладает лучшей сходимостью и устойчивостью при решении краевых задач.

4. Метод прогонки в отличие от широко применяемых метода сеток и метода образующих (Массо) позволяет получать устойчивое решение вне зависимости от способа разбивки исследуемой области. Это, несмотря на кажущуюся сложность метода в аналитическом отношении, обеспечивает его универсальность при ведении расчётов в различных технических областях, связанных с аэродинамическими (гидродинамическими) процессами.

5. Известные авторам постановки краевых задач, решаемых методом прогонки, распространены только на одномерный и двумерный случаи. Трёхмерный случай потребует усложнения расчётных формул.

### **Список использованных источников**

1. Анискин В.И. О повышении качества семян способами послеуборочной и предпосевной обработки / В.И. Анискин // Подготовка семян при интенсивном зернопроизводстве: Сб. науч. тр. ВИМ.– 1987.– Т.112.– с.3 – 20.
2. Анискин В.И. Основные проблемы послеуборочной обработки и хранения зерна в хозяйствах / В.И. Анискин – Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1983, № 12, с.15 – 18.
3. Козаченко А.В. Обоснование параметров техно-логического процесса очистки и сортирования семян та-бака и махорки на вибрационной семеочистительной машине / А.В. Козаченко // Диссертация на соискание уч. ст. канд. техн. наук – Харьков, институт механизации и электрификации сельского хозяйства – 1987. – 210 с.
4. Березин И.С., Жидков Н.П. Методы вычислений. Т. 2. – М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1959. – 620 с.
5. Самарский А.А., Попов Ю.П. Разностные методы решения задач газовой динамики: Учеб. пособие: Для вузов – 3-е изд., доп. – М.: Наука. Гл. ред.



физ. мат. лит., 1992. – 424 с.

6. Гольдин А.В. О влиянии воздушной среды на процесс вибрационного перемещения сыпучего материала. В кн. Динамика, прочность и надёжность тракторов и сельскохозяйственных машин. Сб. н. трудов МИИСП. – М., 1976. – С. 78 – 83.

## Анотація

### **ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДА ПРОГОНКИ ПРИ РОЗРАХУНКУ ТРИВИМІРНОГО ПОЛЯ ШВИДКОСТЕЙ ПОВІТРЯНОГО СЕРЕДОВИЩА, ЩО ЗНАХОДЯТЬСЯ МІЖ ДВОХ СИНХРОННО КОЛИВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ПЛОЩИН ВІБРОМАШИНИ**

Лук'яненко В.М., Никифоров А.О., Никифорова А.П.

*У роботі представлена детальна постановка задачі розрахунку тривимірного поля відносних швидкостей повітряного середовища, між двома синхронно коливальними площинами вібраційної машини. У постановці завдання використана модель руху ідеального газу, що описується за допомогою рівняння Ейлера, а також рівняння нерозривності. У координатній формі дані рівняння представляються у вигляді системи диференціальних рівнянь в приватних похідних. Рішення даної системи диференціальних рівнянь можливе з використанням чисельних методів на основі встановлених крайових умов, які залежать від режиму роботи вібраційної машини. Як чисельного методу розв'язання задачі в статті пропонується використовувати метода прогонки, який дозволяє забезпечити збіжність і стійкість розрахункових схем незалежно від кроку і інших параметрів використовуваної сітки.*

## Abstract

### **USING THE RUNNING METHOD FOR CALCULATING THE THREE-DIMENSIONAL FIELD OF AIR-RATE SPEEDS BETWEEN TWO SYNCHRONOUS VIBRATING VIBROMASHIN**

V. Lukyenko, A. Nikiforov, A. Nkiforova

*The article presents a detailed formulation of the problem of calculating the three-dimensional field of relative velocities of the air environment, concluded between two synchronously oscillating planes of a vibration machine. In the formulation of the problem, a model of motion of an ideal gas is used, which is described using the Euler equation, as well as the continuity equation. In coordinate form, these equations are represented as a system of partial differential equations. The solution of this system of differential equations is possible using numerical methods on the basis of established boundary conditions, which depend on the mode of operation of the vibration machine. As a numerical method for solving the problem, the article proposes to use the sweep method, which allows to ensure the convergence and stability of the computational schemes, regardless of the step and other parameters of the grid used.*

## СТЕНД І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВОГО ЗАВАНТАЖУВАЧА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Ляшук О.Л., д.т.н., доц., Рогатинська О.Р., к.т.н., доц., Слободян Л.М.,  
Гудь В.З., к.т.н., Клендій В.М., к.т.н., Гупка В.В.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*Спроектовано і виготовлено експериментальне обладнання для випробування гвинтового завантажувача сипких матеріалів з горизонтальною та вертикальною вітками, яке дозволяє визначати продуктивність процесу та енерговитрати згідно розроблених методик. Експериментальне обладнання оснащено лабораторним устаткуванням, що забезпечує зміну досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження. Розроблено методику і проведено експериментальні дослідження продуктивності та величини крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі.*

**Постановка проблеми.** Гвинтові завантажувачі використовуються у різних галузях народного господарства в якості транспортно-технологічних систем для транспортування, перемішування, подрібнення, дозування різних матеріалів. Досить поширеним є їхнє застосування у якості елементів сільськогосподарських машин і механізмів при перевантаженні сільськогосподарських вантажів в польових умовах, на фермах, токах тощо. У порівнянні з різними типами конвеєрів вони володіють значною перевагою – мобільністю і можливістю зміни траси переміщення вантажу. Тому з метою збільшення їх мобільності при виконанні перевантаження вантажів необхідно проводити пошук і розробку більш досконалих та ефективних конструкцій, що потребує їх подальших досліджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розробленню конструкцій гвинтових механізмів та експериментального устаткування для їх дослідження присвячені праці Турпаєва А.І. [1], Сисоліна В.П. [2], Григор'єва А.М. [3], Гевка Б.М. [4], Ловейкіна В.С. [5], Рогатинського Р.М. [6], Лещука Р.Я [7] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань, що стосуються дослідження характеристик гвинтових механізмів, регулювання частоти обертання їх окремих елементів, розходу електроенергії при перевантаженні вантажів по криволінійних траєкторіях в залежності від різних параметрів, потребують подальшого вивчення.

**Метою роботи** є розроблення стенду та проведення експериментальних досліджень процесів транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва по криволінійних траєкторіях.

**Основна частина.** З метою проведення експериментальних досліджень з визначення продуктивності та енерговитрат гвинтового завантажувача і

встановлення його основних функціонально - експлуатаційних характеристик на базі створених винаходів спроектовано та виготовлено дослідну установку. З її допомогою проведено відповідні експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання шнеків та зміни кута нахилу вивантажувальні вітки гвинтового завантажувача з отриманням даних у персональному комп'ютері (рис. 1).



Рис. 1 – Загальний вигляд стенда гвинтового завантажувача

При дослідженні процесу перевантаження сипких вантажів використовувалось спеціальне оснащення, прилади та інструменти для заміру конструктивно-силових параметрів.

Стенд [8] для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку (рис. 2) виконано у вигляді рами 1, горизонтального жолоба 2 з центральним валом 3, на якому закріплено гвинтову спіраль, і мобільного жолоба 4 з гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний жолоб 2 жорстко закріплено на підставці 6 на рамі 1. Внизу мобільного жолоба 4 виконано перпендикулярно до його осі поворотний патрубок 7, який забезпечує повертання мобільного жолоба 4. На вході горизонтального жолоба 2 встановлено бункер 8 в який засипається сипкий матеріал 9.

Стенд оснащений приводом 10, з якого через Т-подібний редуктор 13 здійснюється подача обертового руху на центральний вал 3 і мобільний гвинтовий робочий орган 5 через пасові передачі 11 і 12. Для забезпечення безперебійного транспортування і унеможливлення забивання патрубоків в установці забезпечено вищу швидкість обертання гвинтового робочого органу 5.

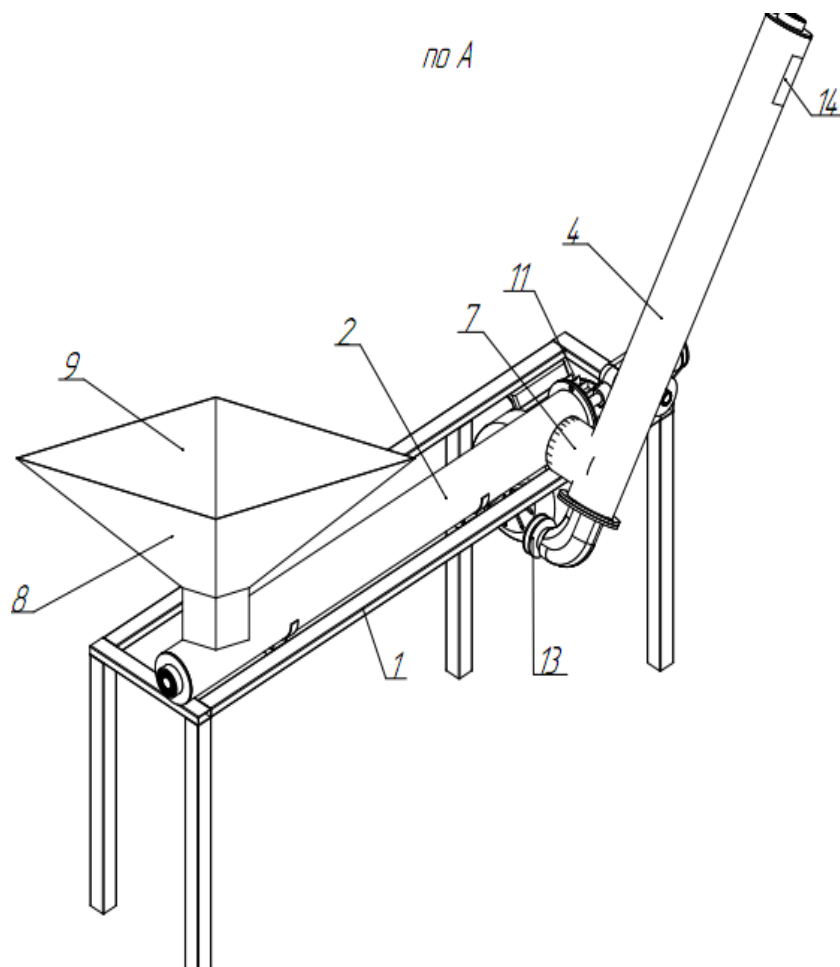
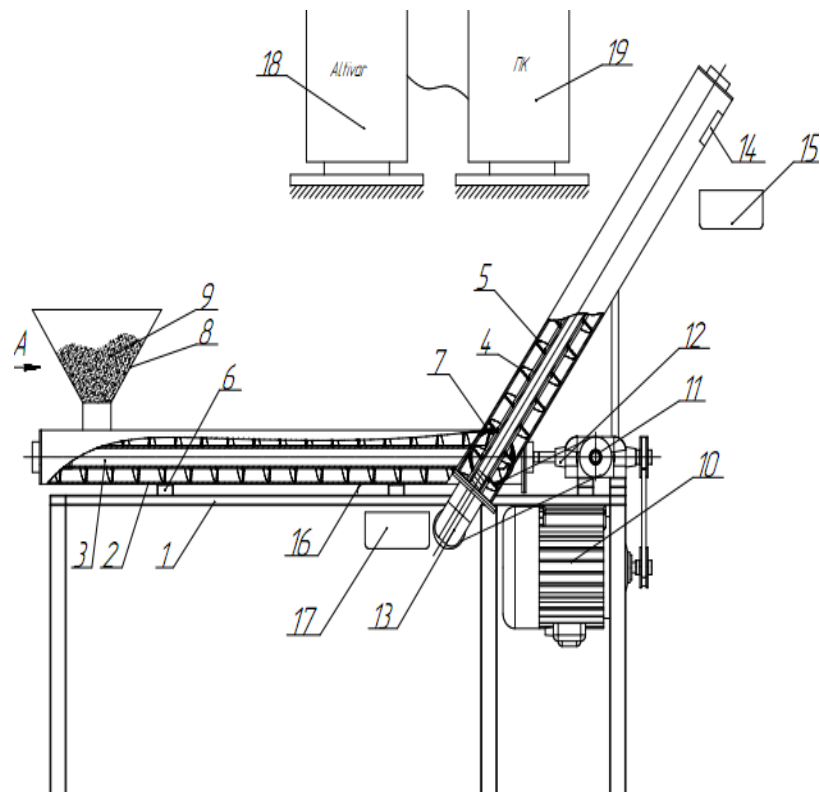


Рис. 2 – Конструктивна схема стану для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку

У верхній частині мобільного жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14, з якого транспортований матеріал зсипається у ємність 15. У нижній частині горизонтального жолоба 2 поблизу місця перевантаження до мобільного жолоба 4 виконано вихідне вікно 16 з шибером для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємність 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція. Кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшено в напрямку виходу матеріалу з нього. Електродвигун стенду приводиться в рух частотним перетворювачем 18 з персонального комп'ютера 19 з допомогою програми PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar. Завдяки використанню цього оснащення існує можливість підбору необхідної частоти обертання вала двигуна в широкому діапазоні та фіксації досліджуваних даних в ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності.

При дослідженні продуктивності перевантаження сипких матеріалів у горизонтальній секції відкривають шибер під ємністю 17, фіксують час і визначають продуктивність. Для встановлення продуктивності горизонтальної і верти-кальної секцій, шибер на горизонтальній секції закривають і весь сипкий матеріал транспортується через вікно 14 в ємність 15 для заміру.

Методика експериментальних випробувань з використанням розробленого стенду гвинтового завантажувача передбачає проведення досліджень з визначення впливу конструктивних параметрів (кута нахилу вивантажувальної магістралі, висоти транспортування та частоти обертання гвинтового робочого органу вивантажувальної магістралі) на його продуктивність та величину крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі.

В таблиці 1 представлено характеристику факторів та значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень залежності продуктивності та величини крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі від кута нахилу вивантажувальної магістралі, висоти транспортування матеріалу та частоти обертання гвинтового робочого органу вивантажувальної магістралі.

Таблиця 1 – Характеристика факторів та значення їх рівнів для проведення експериментальних досліджень продуктивності та величину крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі

Найменування фактора	Значення рівнів фактора
Частота обертання шнека, $n$ , об/хв.	348-552-696
Кут нахилу вивантажувальної магістралі, $\alpha$ , град.	30-45-60
Висота транспортування, $H$ , м	1,5-3-4,5

В результаті проведених експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях у гвинтовому завантажувачі встановлено (рис. 3), що із збільшенням частоти обертання шнека величина продуктивності зростає. Збільшення кута нахилу вивантажувальної магістралі

гвинтового конвеєра до горизонту призводить до зниження продуктивності до 20%. Причому найбільша продуктивність досягається під час транспортування пшениці і становить 7,96 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 2,5 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу вивантажувальної магістралі гвинтового конвеєра до горизонту.

В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу, а його транспортування проходить переважно по руслу жолоба.

При проведенні випробувань отримано результати експериментальних досліджень крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі гвинтового завантажувача (рис. 4) при частоті обертання шнека  $n = 348 \dots 696$  об/хв., куті нахилу вивантажувальної магістралі,  $\alpha = 30 \dots 60$  град. та висоті транспортування  $H = 1,5 \dots 4,5$  м. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі, є частота обертання робочого органу  $n$ ; однак і висота піднімання матеріалу  $H$  також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування.

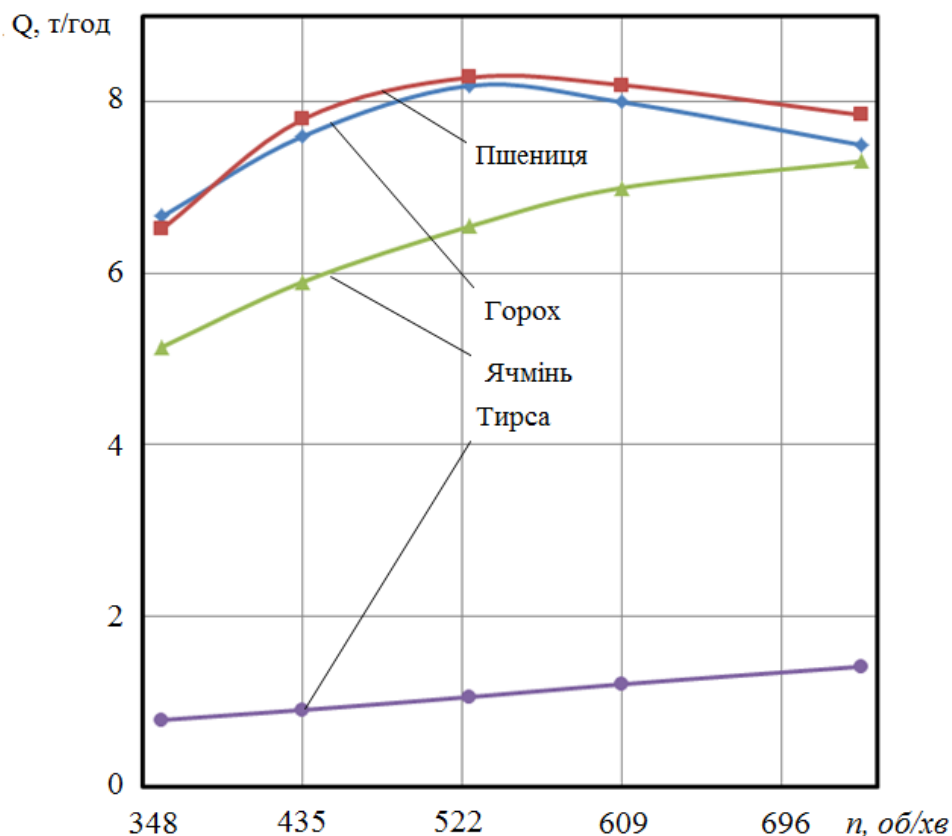


Рис. 3 – Графічні залежності продуктивності перевантаження сипких матеріалів від кута нахилу вивантажувальної магістралі при  $n = 348 \dots 696$  об/хв.

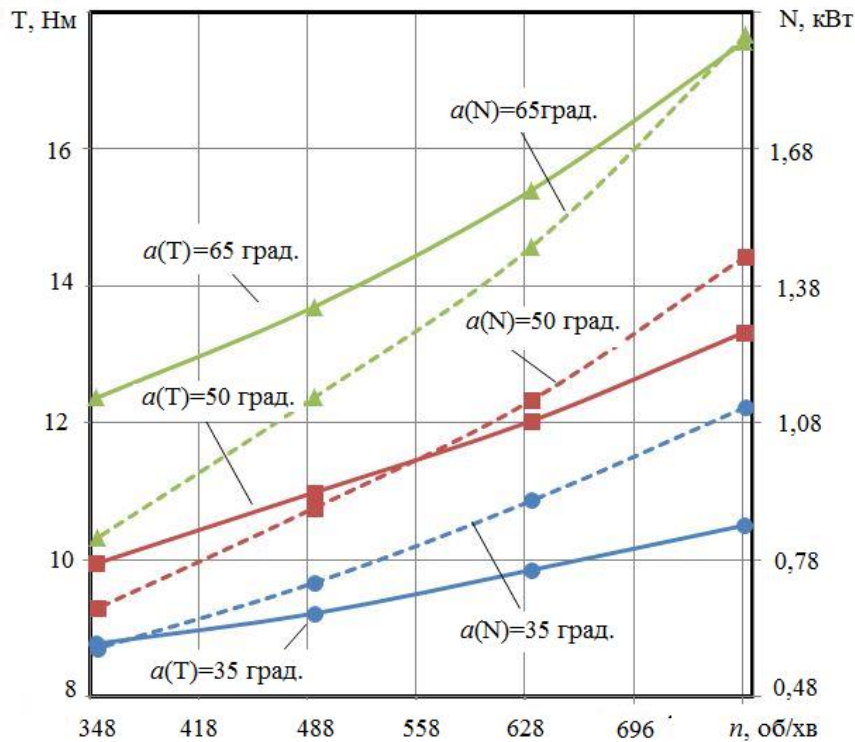


Рис. 4 – Графічні залежності крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі від частоти обертання при  $H = 3$  м

### Висновки.

1. Розроблене експериментальне устаткування з перетворювачем частоти серії Altivar і персональним комп'ютером з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє проводити експериментальні дослідження з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.

2. В результаті проведених експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях у гвинтовому завантажувачі встановлено, що із збільшенням частоти обертання шнека продуктивність зростає, а збільшення кута нахилу вивантажувальної магістралі призводить до її зниження.

3. В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу, а його транспортування проходить переважно по руслу жолоба.

4. При проведенні випробувань встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту на гвинтовому робочому органі вивантажувальної магістралі, є частота обертання робочого органу, проте висота піднімання матеріалу також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування.

### Список використаних джерел

1. Турпаев А. И. Винтовые механизмы и передачи [Текст] / А. И. Турпаев. – М. : Машиностроение, 1982. - 223с.
2. Сисолін В. П. Сільськогосподарські машини. Теоретичні основи. Конструкція і

- проекування [Текст] / В. П. Сисолін - К. : Урожай, 2001. - 382с.
3. Григорев А. М. Винтовые конвейеры. [Текст] / А. М. Григорев. - М. : Машиностроение, 1972. - 184с.
  4. Гевко Б. М. Механізми з гвинтовими пристроями [Текст] / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський. – Львів: Світ, 1993. – 208с.
  5. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.
  6. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно–технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2013. – № 1 (69). – С. 116–125.
  7. Лещук Р.Я. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів. / Р. Я. Лещук, І. Б. Гевко, Р. В. Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. - Том 8 .- № 4. - С. 56-61.
  8. Пат. № 128019. Україна, МПК (2006.01) B65G 33/00. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку / Ляшук О.Л.; Слободян Л.М.; Клендій В.М.; Маруніч О.П.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л.; Слободян Л.М.; Клендій В.М.; Маруніч О.П. – №u201803752; заявл. 06.04.2018; опубл. 27.08.2018, Бюл. №16.

## **Аннотація**

### **СТЕНД И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИНТОВОЙ ЗАГРУЗЧИК СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ**

Ляшук О.Л., Рогатинская, Слободян Л.М., Гудь В.З., Клендий В.М., Гупка В.В.

*Спроектировано и изготовлено экспериментальное оборудование для испытания винтового загрузчика сыпучих материалов с горизонтальной и вертикальной ветками, которое позволяет определять производительность процесса и энергозатраты согласно разработанных методик. Экспериментальное оборудование оснащено лабораторным оборудованием, обеспечивающим изменение исследуемых процессов в широких диапазонах с высокой точностью в автоматизированном режиме управления с фиксацией необходимых результатов исследования. Разработана методика и проведены экспериментальные исследования производительности и величины крутящего момента на винтовом рабочем органе выгрузной магистрали.*

## **Abstract**

### **STAND AND RESULTS OF THE SURFACE MATERIAL GUIDE DOWNLOADS RESEARCH**

O. Lyashuk, O. Rohatynska, L. Slobodian, V. Hud, V. Klendiy, V. Gupka

*The experimental equipment for testing the screw loader of bulk materials with horizontal and vertical branches was designed and manufactured, which allows to determine the process productivity and power consumption according to the developed methods. Experimental equipment is equipped with laboratory equipment, which ensures the change of investigated processes in wide ranges with high accuracy in the automated control mode with the fixation of necessary research results. The technique was developed and experimental researches of productivity and torque values on the screw working body of the discharge line were conducted.*



## ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ У ГВИНТОВОМУ КОНВЕЄРІ-ЗМІШУВАЧІ ІЗ ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ ТА ГОФРОВАНИМ ШНЕКОМ

Дячун А.Є., к.т.н, доц., Ляшук О.Л., д.т.н, доц., Котик Р.М.,  
Михайлюк В.П., Гандзій В.С.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*У статті представлено нову конструкцію гвинтового конвеєра із обертовим кожухом та гофрованим шнеком для одночасного транспортування та змішування сипких матеріалів у тваринництві. Розроблена конструкція дозволяє забезпечувати підвищення інтенсивності змішування матеріалу, що транспортується. Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом та гофрованим шнеком. Проведено аналіз руху вантажу при усталеному швидкохідному режимі.*

**Постановка проблеми.** Гвинтові конвеєри широко використовуються в народному господарстві, зокрема у тваринництві для переміщення сипких, шматкових, в'язко-пластичних та інших матеріалів і сумішей. Вони характеризуються простотою конструкції, зручністю в користуванні, високою надійністю. Важливим є можливість поєднання функції транспортування із рядом технологічних процесів, зокрема змішування матеріалів у відповідних транспортно-технологічних системах. Проте гвинтові конвеєри, порівняно із іншими, мають підвищену енергоємність і її зниження є важливою науково-технічною проблемою.

Для зменшення енергетичних витрат і підвищення якості змішування сипких матеріалів розроблено ряд оригінальних конструкцій гвинтових змішувачів із гофрованими шнеками та обертовими кожухами. Застосування таких шнеків потребує вирішення питань, пов'язаних з особливостями визначення характеру руху вантажу, а також доцільності їх використання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням дослідження кінематики сипкого вантажу у гвинтових транспортно-технологічних механізмах присвячені наукові праці Василенка П.М. [1], Григор'єва А.В. [2], Гевка Б.М. [3], Рогатинського Р.М. [4, 5], Гевка І.Б. [4], Owen P.J. [6], Shimizu Y. [7] та багатьох інших. У вказаних працях досліджено кінематику вантажу у швидкохідних та тихохідних гвинтових конвеєрах із шнеками, що мають постійний крок витків. Застосування конвеєрів із обертовим кожухом та гофрованим шнеком вносить свої корективи у кінематику вантажу, оскільки обертання кожуха призводить до зміни величини кроку руху вантажу при швидкохідному режимі, а гофрований шнек надає матеріалу додаткових осьових коливань.

**Метою роботи** є дослідити кінематику сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом та гофрованим шнеком.

**Результати дослідження.** З метою підвищення продуктивності транспортування із одночасним змішуванням сільськогосподарських сипких вантажів гвинтовими механізмами актуальним залишається питання пошуку їх прогресивних конструкцій. До таких механізмів належать гвинтові конвеєри з обертовими кожухами та гофрованими шнеками, які дозволяють забезпечувати підвищення інтенсивності змішування матеріалу, що транспортується. На основі проведеного патентного пошуку та аналізу наукових літературних джерел і проведеного синтезу розроблено і запатентовано ряд конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами, на базі яких спроектовано експериментальну установку, загальний вигляд якої представлено на рисунку 1, розрахункова схема для визначення кінематики вантажу представлена на рис. 2, а основні варіанти комбінованих гофрованих шнеків представлено на рис. 3.

Експериментальну установку (рис. 1 - рис. 3) виконано у вигляді вала 9, до якого жорстко закріплено гофрований шнек 10, що знаходиться в циліндричному кожусі 3 з можливістю обертового руху. У верхній частині на нерухомій рамі 2 закріплено вивантажувальний патрубковий 5, електродвигун 6, який через пасову передачу з'єднано з валом 9, та електродвигун 7, який через пасову передачу з'єднано з циліндричним обертовим кожухом 3, розміщеним на підшипникових опорах 16. На нижній частині обертового кожуха 3, що знаходиться в бункері 4, закріплено додатковий шнек завантаження та змішування 11. Бункер 4 розділено перегородкою 17. Нижній кінець вала 1 встановлено на підшипниковій опорі 12 в корпусі 14. Гвинтовий конвеєр встановлюється на опорі регулювання 1 висоти подачі вантажу та кута нахилу конвеєра відносно горизонту.

До електродвигунів 6 та 7 під'єднано перетворювачі частоти струму Altivar 71, які встановлено у пункті керування частотою обертання приводів 8, якими через ПК 15 здійснюється керування роботою двигунів і гвинтового конвеєра загалом, при цьому є можливість плавного нарощування та зменшення частоти обертання кожуха 3 та шнека 10 в широких межах, що дозволяє виконувати дослідження згідно розробленої методики проведення експериментів.

Експериментальна установка може працювати у режимі прискореного транспортування вантажу та у режимі змішування сипких матеріалів. У першому випадку кожух 3 обертається проти напрямку обертання шнека 10, у другому випадку – у напрямку обертання шнека 10.

Сипкий матеріал через бункер 4 потрапляє в кожух 3 на шнек 10, яким і здійснюється його транспортування та змішування. Обертовий рух шнека та кожух отримують через пасові передачі від двигунів 6 та 7, керування якими здійснюється з ПК 15 з фіксацією усіх необхідних даних у табличному чи графічному вигляді згідно розробленої методики проведення експериментальних досліджень. Додатковий шнек завантаження та змішування 11 в установці можна прикріплювати різної конфігурації з метою дослідження його впливу на силові характеристики і продуктивність конвеєра. Продуктивність гвинтового конвеєра при різних коефіцієнтах заповнення кожуха та частотах обертання шнека та кожуха визначається в

автоматизованому режимі. Силові характеристики можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти та персонального комп'ютера. При цьому є можливість вибирати ті характеристики, які необхідно досліджувати при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей. Фіксація даних проводиться із наперед заданою частотою.

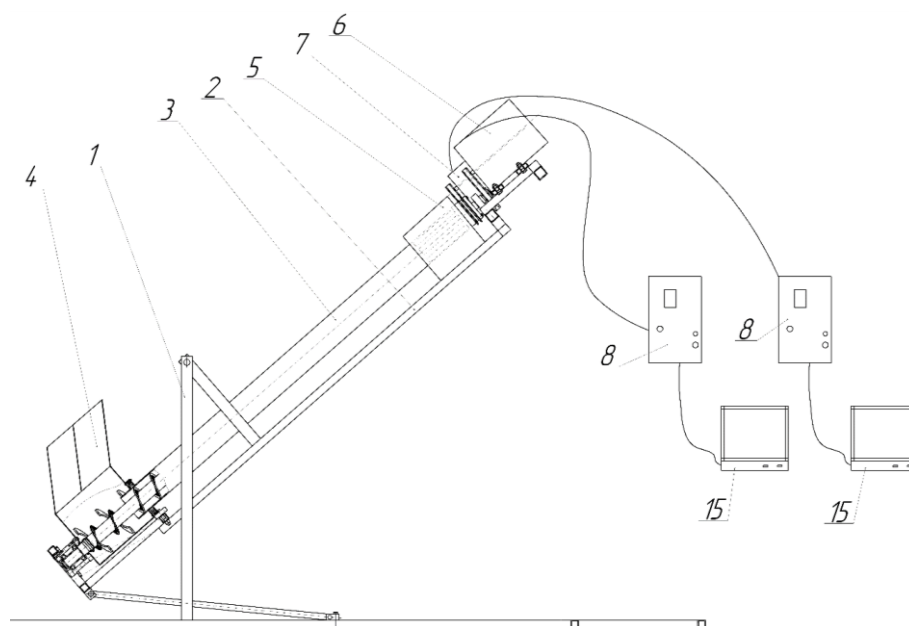


Рис. 1 – Схема експериментальної установки для дослідження транспортування і змішування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовим кожухом та гофрованим шнеком

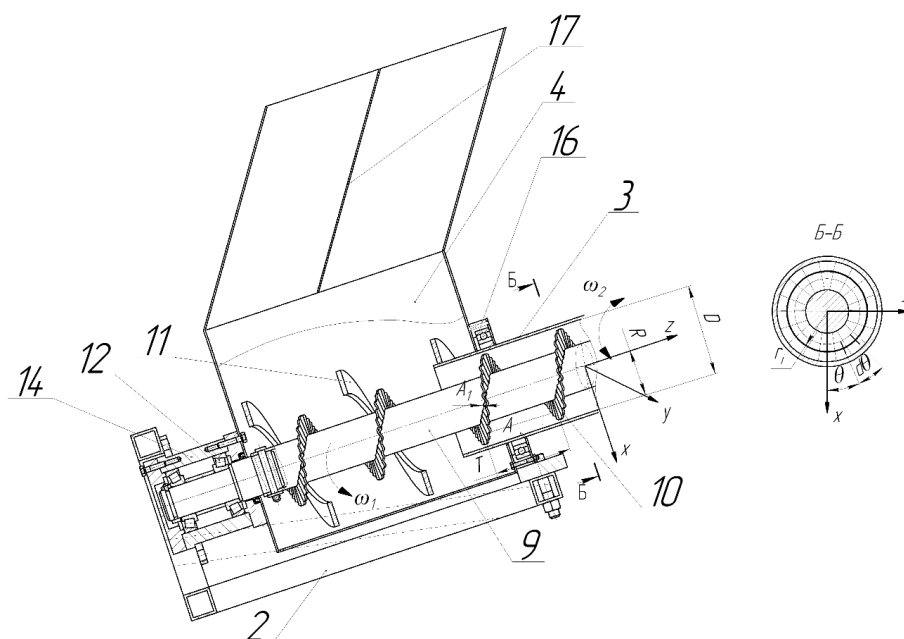
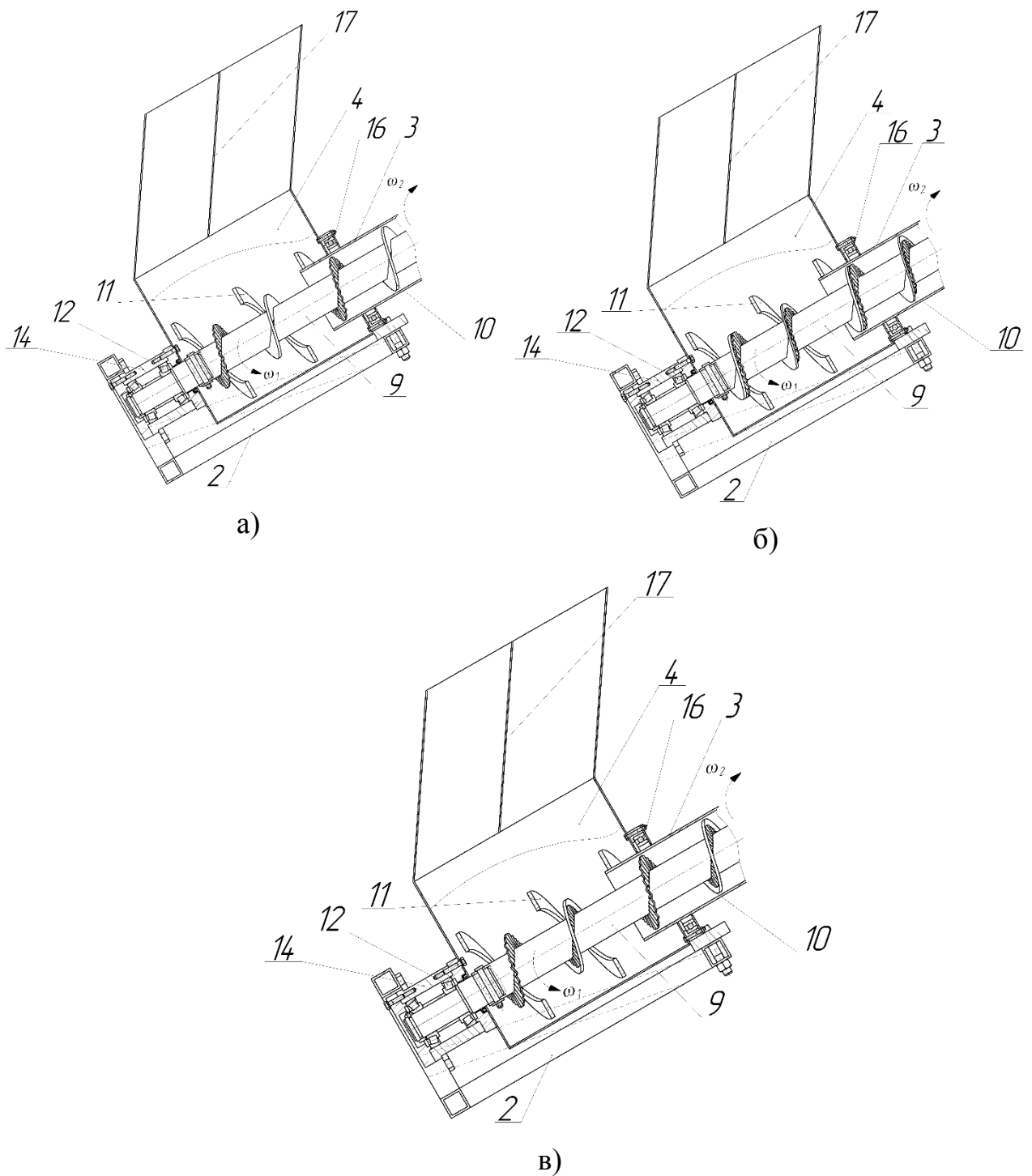


Рис. 2 – Розрахункова схема переміщення виділеного об'єму матеріалу у гвинтовому конвеєрі-змішувачі із обертовим кожухом та гофрованим шнеком по всій ширині



а) послідовне чергування гофрованих та звичайних витків шнека; б) поєднання жорсткого звичайного шнека та гофрованого шнека, який можна змінювати в процесі експериментальних досліджень; в) використання витків шнеків із різною шириною гофрованих витків

Рис. 3 – Робочі органи експериментальної установки для дослідження транспортування і змішування вантажів гвинтовими конвеєрами з обертовим кожухом та основні варіанти комбінованих гофрованих шнеків

Під час роботи гвинтового конвеєра з обертовим кожухом, координати розміщення сипкого матеріалу та його характер руху визначається кутовим параметром матеріалу  $\theta$  [3–5]. Для встановлення характеру переміщення вантажу

розглянемо рух виділеного об'єму матеріалу в координатах  $x, y, z$  (рис. 2). Прийmemo до уваги високошвидкісний режим роботи конвеєра, при якому відбувається одночасне змішування та транспортування вантажу. Із умови одночасного контакту виділеного об'єму матеріалу  $A$  з гвинтовою гофрованою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею обертового кожуха, його розміщення визначається радіальним параметром  $R$  і кутовим параметром  $\theta$  [3–5].

В параметричному вигляді, з достатньою апроксимацією, координати виділеного об'єму матеріалу  $A$  визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cos \theta; \\ y_A = R \sin \theta; \\ z_A = \frac{T(\omega_1 t - \theta)}{2\pi} + A_1 \sin(k\omega_1 t), \end{cases} \quad (1)$$

де:  $x_A, y_A, z_A$ , – координати матеріалу, м;  $R$  – радіальний параметр матеріалу, м;  $\theta$  – кутовий параметр матеріалу, рад;  $\omega_1$  – кутова швидкість обертання шнека, рад/с;  $T$  – крок витків шнека, м;  $t$  – час, с.  $A_1$  – висота гофр, м;  $k$  – кількість гофр на одному витку шнека.

Рівняння шнека радіусом  $R$  з постійним кроком  $T = 2\pi c$ , що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_1$  в параметричній формі буде [3]:

$$x_s = R \cos(v_1 + \omega_1 t), \quad y_s = R \sin(v_1 + \omega_1 t), \quad z_s = cv_1 = (T/2\pi)v_1, \quad (2)$$

де:  $v_1$  – кутовий параметр точки гвинтової поверхні шнека, рад.

Відомо, що рівняння стаціонарного кожуха (не обертового) гвинтового конвеєра, діаметр  $D$  якого прийmemo рівним  $D = 2R$  має вигляд [3]:

$$x_k = R \cos v_2; \quad y_k = R \sin v_2; \quad z_k = u_2, \quad (3)$$

де:  $v_2$  – кутовий параметр точки гвинтової поверхні кожуха, рад;  $u_2$  – радіальний параметр точки гвинтової поверхні кожуха, м.

Рівняння кожуха, що обертається з кутовою швидкістю  $\pm \omega_2$  в параметричній формі прийmemo у вигляді:

$$x_k = R \cos(v_2 \pm \omega_2 t), \quad y_k = R \sin(v_2 \pm \omega_2 t), \quad z_k = u_2, \quad (4)$$

де:  $\omega_2$  – кутова швидкість обертання кожуха, рад/с.

Знак “-” у системі рівнянь (4) перед кутовою швидкістю обертання кожуха відноситься до випадку, коли кожух обертається у протилежному напрямку обертання шнека, а знак “+” – для випадку, коли кожух обертається в напрямку обертання шнека.

Швидкості руху матеріалу відносно шнека в напрямку осей  $x, y, z$  [4]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1s}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1s}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1s}, \end{cases} \quad (5)$$

де:  $\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$  – проекції швидкості руху матеріалу на осі координат  $xuz$ , м/с;  
 $\dot{x}_{1s}, \dot{y}_{1s}, \dot{z}_{1s}$  – проекції швидкості руху шнека на осі координат  $xuz$ , м/с.

Швидкості руху матеріалу відносно кожуха в напрямку осей  $x, y, z$ , дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A - \dot{x}_{2k}; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A - \dot{y}_{2k}; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A - \dot{z}_{2k}, \end{cases} \quad (6)$$

де:  $\dot{x}_{2k}, \dot{y}_{2k}, \dot{z}_{2k}$  – проекції швидкості руху кожуха на осі координат  $xuz$ , м/с.

Проекції швидкості руху матеріалу знаходимо, диференціюючи рівняння (1) для загального випадку, коли  $R \neq \text{const}$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \sin \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cos \theta \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{T}{2\pi} \left( \omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + A_1 \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (7)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями [4]:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1s} = -R\omega_1 \sin \theta; \\ \dot{y}_{1s} = R\omega_1 \cos \theta; \\ \dot{z}_{1s} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Швидкість руху кожуха визначаємо за залежностями [5]:

$$\begin{cases} \dot{x}_{2k} = \mp R\omega_2 \sin \theta; \\ \dot{y}_{2k} = \pm R\omega_2 \cos \theta; \\ \dot{z}_{2k} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Згідно з формулою (5), враховуючи залежності (7) і (8), знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \sin \theta \left( \omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cos \theta \left( \omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} \left( \omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + A_1 \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (10)$$

Згідно з формулою (6), враховуючи залежності (7), (9), також знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \sin \theta \left( \pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_2 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cos \theta \left( \pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi} \left( \omega_1 - \frac{d\theta}{dt} \right) + A_1 \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (11)$$

Модуль швидкості руху матеріалу відносно шнека і кожуха визначаємо за відповідними формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}. \quad (12)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2 + \dot{z}_2^2}. \quad (13)$$

Підставляючи рівняння (10) у (12) та (11) у (13), враховуючи те, що

матеріал перебуває у постійному контакті із обертовим кожухом і радіальний параметр матеріалу є постійною величиною в часі ( $R=\text{const}$ ), після скорочень, отримуємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2}\right) \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + A_1 k \omega_1 \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t) \frac{T}{\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right) + A_1^2 k^2 \omega_1^2 \cos^2(k \cdot \omega_1 \cdot t)}; \quad (14)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \cdot \left(\pm \omega_2 - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right)^2 + A_1 k \omega \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t) \frac{T}{\pi} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right) + A_1^2 k^2 \omega_1^2 \cos^2(k \cdot \omega_1 \cdot t)}. \quad (15)$$

Прискорення матеріалу знаходимо в наслідок диференціювання рівняння (10) за прийнятої умови, що  $R=\text{const}$ :

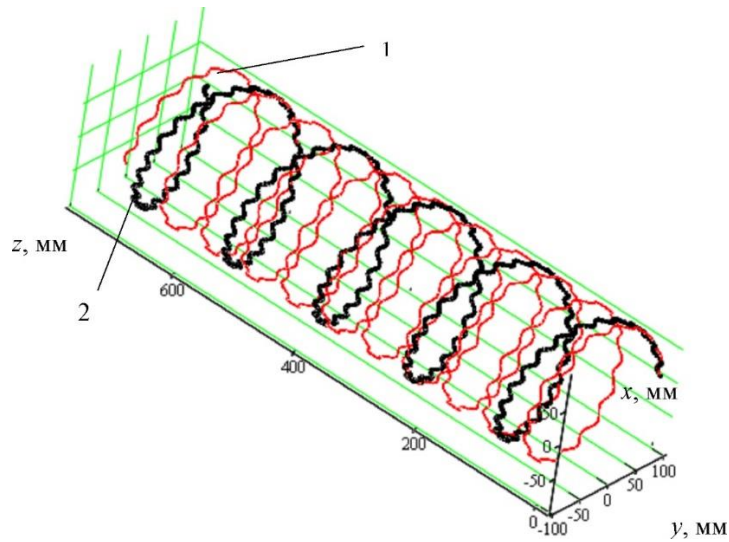
$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y}_1 = R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega_1 - \frac{d\theta}{dt}\right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z}_1 = -\frac{T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} - A_1 \cdot k^2 \omega_1^2 \sin(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (16)$$

Розглянемо стабільний режим переміщення вантажу у швидкохідному гвинтовому конвеєрі-змішувачі, в якому матеріал рухається за гвинтовою траєкторією (рис. 4) і для якого при усталеному режимі дійсні умови:  $\frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_g$ ,  $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$ ,  $\frac{dR}{dt} = 0$ ,  $R=\text{const}$ , де  $\omega_g$  – кутова швидкість обертання вантажу, рад/с. При прийнятих умовах з (10) знайдемо проекції швидкості руху матеріалу відносно шнека на осі системи координат  $xuz$ :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \sin(\omega_g t) (\omega_1 - \omega_g); \\ \dot{y}_1 = -R \cos(\omega_g t) (\omega_1 - \omega_g); \\ \dot{z}_1 = \frac{T}{2\pi} (\omega_1 - \omega_g) + A_1 \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (17)$$

Проекції швидкості руху матеріалу відносно кожуха на осі системи координат  $xuz$ :





1) кожух обертається у протилежному напрямку обертання шнека 2) кожух обертається в напрямку обертання шнека  $R=100$  мм;  $\omega_1=31,4$  рад/с

Рис. 4 – Графіки траєкторії руху сипкого вантажу у швидкохідному конвеєрі з обертовим кожухом та гофрованим шнеком

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \sin(\omega_g t)(\pm\omega_2 - \omega_g); \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \cos(\omega_g t)(\pm\omega_2 - \omega_g); \\ \dot{z}_2 = \frac{T}{2\pi}(\omega_1 - \omega_g) + A_1 \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (18)$$

Модулі швидкості руху матеріалу із рівнянь (14) та (15) визначаємо за виразами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2}\right) \cdot (\omega_1 - \omega_g)^2 + A_1 k \omega_1 \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t) \frac{T}{\pi} (\omega_1 - \omega_g) + A_1^2 k^2 \omega_1^2 \cos^2(k \cdot \omega_1 \cdot t)}; \quad (19)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \cdot (\pm\omega_2 - \omega_g)^2 + \frac{T^2}{4 \cdot \pi^2} \cdot (\omega_1 - \omega_g)^2 + A_1 k \omega_1 \cos(k \cdot \omega_1 \cdot t) \frac{T}{\pi} (\omega_1 - \omega_g) + A_1^2 k^2 \omega_1^2 \cos^2(k \cdot \omega_1 \cdot t)}. \quad (20)$$

Прискорення матеріалу визначаємо за рівняннями (16):

$$\begin{cases} \ddot{x}_A = R\omega_g \cos(\omega_g t)(\omega_1 - \omega_g); \\ \ddot{y}_A = R\omega_g \sin(\omega_g t)(\omega_1 - \omega_g); \\ \ddot{z}_A = -A \cdot k^2 \omega_1^2 \sin(k \cdot \omega_1 \cdot t). \end{cases} \quad (21)$$

Встановлено, що для режиму швидкохідного транспортування доцільно надавати обертовий рух кожуху в напрямку протилежному обертанню шнека, а для покращення процесу змішування матеріалу, що транспортується доцільним є обертання кожуха в напрямку обертання шнека.

На основі формули (19) будовано графік зміни швидкості руху виділеного об'єму матеріалу відносно гофрованого шнека у гвинтовому конвеєрі (рис. 5)

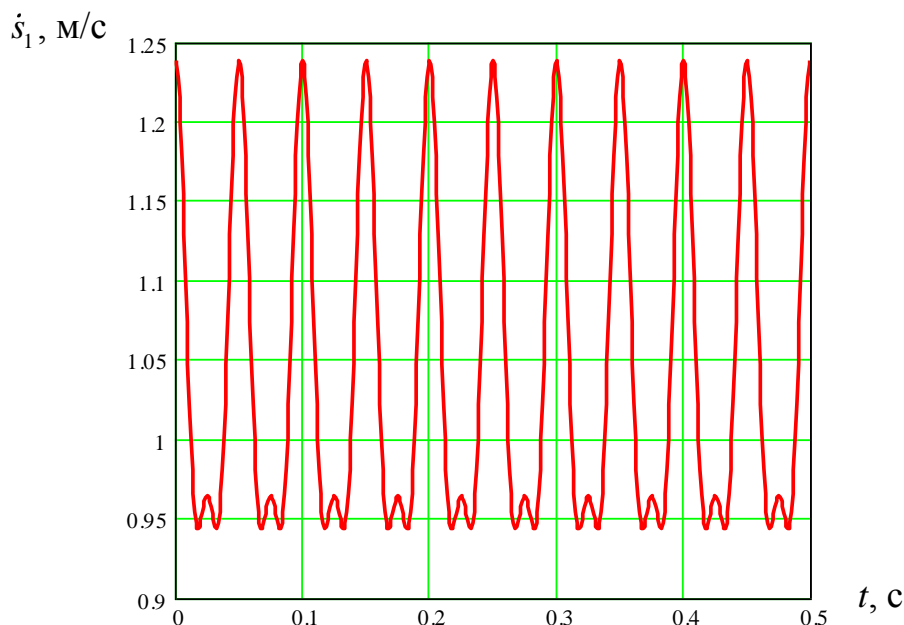


Рис. 5 – Графік зміни швидкості руху виділеного матеріалу відносно гофрованого шнека у гвинтовому конвеєрі в часі  $R=100$  мм;  $\omega_1=31,4$  рад/с

**Висновки.** Представлено нову конструкцію гвинтового конвеєра із обертовим кожухом та гофрованим шнеком, що дозволяє керувати режимами транспортування та забезпечувати підвищення інтенсивності змішування матеріалу, що транспортується за рахунок додаткового коливання матеріалу в осьовому напрямку. Досліджено кінематику сипкого матеріалу у гвинтовому конвеєрі із обертовим кожухом та гофрованим шнеком.

### Список використаних джерел

1. Василенко П.М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К. : Издательство УАСХН, 1960. – 284 с.
2. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львів : Вища школа, 1989. – 176 с.
4. Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. - Тернопіль, 2014. – 280 с.
5. Рогатинський Р.М. Дослідження кінематики зернового матеріалу у гвинтовому конвеєрі з обертовим кожухом / Р.М. Рогатинський, А.Є.

- Дячун, А.Р. Вар'ян // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Харків, 2016. – Вип. 168. - С. 24-31.
- 6 Owen P.J. Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM) / P.J. Owen, P.W. Cleary // Powder Technology. – 2009. - Vol. 193. - P. 274–288.
7. Shimizu Y. Threedimensional DEM simulation of bulk handling screw conveyors / Y. Shimizu, P.A. Cundall // J. Engineering Mechanics. - 2001, P. 864–872.

## **Аннотация**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА В ВИНТОВОМ КОНВЕЙЕРЕ-СМЕСИТЕЛЕ С ОБОРОТНЫМ КОЖУХОМ И ГОФРИРОВАННЫМ ШНЕКОМ**

Дячун А.С., Ляшук О.Л., Котык Р.М., Мыхайлюк В.П., Гандзий В.С.

*В статье представлена новая конструкция винтового конвейера с оборотным кожухом и гофрированным шнеком для одновременной транспортировки и смешивания сыпучих материалов в животноводстве. Разработанная конструкция позволяет обеспечивать повышение интенсивности смешивания транспортированного материала. Исследована кинематика зернового материала на основе уравнений движения материальных частиц в винтовом конвейере с оборотным кожухом и гофрированным шнеком. Проведен анализ движения материала при установившемся быстрходном режиме.*

## **Abstract**

### **THE STUDY OF BULK MATERIAL KINEMATICS IN A SCREW CONVEYOR-MIXER WITH ROTATING CASING AND CORRUGATED AUGER**

Diachun A.Y., Liashuk O.L., Kotyk R.M., Myhailiuk V.P., Gandzii V.S.

*The new construction of screw conveyor with rotating casing and corrugated auger for simultaneous transporting and mixing of bulk materials in livestock sector is represented. The developed construction allows providing the increase of intensity of transported material mixing. Based on the equation of motion in a screw conveyor with rotating casing and corrugated auger, the kinematics of bulk material is studied. The motion of bulk material in high-speed operation mode of screw conveyor is analysed.*

## ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ

Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Третьяков О.Л., Навроцька Т.Д., Круглик О.А.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*Представлено розроблений технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера та технологічне оснащення для його реалізації. Проведено обґрунтування економічної ефективності використання розробленого технологічного процесу виготовлення гвинтового робочого органу екструдера. Встановлено, що витрати на виконання нового технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера будуть у 3 рази меншими, у порівнянні з базовим технологічним процесом, а річний економічний ефект при цьому становитиме 120694,37 грн на один робочий орган.*

**Постановка проблеми.** Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів мають широке використання у сільськогосподарському виробництві при виробництві кормових сумішей. Проте в процесі тривалої експлуатації екструдера гвинтова робоча поверхня робочого органу екструдера піддається значним навантаженням та інтенсивному зношенню. Відтак шнекові робочі органи екструдерів значно частіше потребують ремонту чи заміни у порівнянні з іншими деталями і механізмами екструдерів. Тому існує значна необхідність у розробленні технологічного процесу виготовлення гвинтового робочого органу екструдера, що забезпечив би значно вищі параметри, які б сприяли підвищеній надійності та довговічності його гвинтового робочого органу.

**Аналіз останніх досліджень.** Питаннями технологічності конструкцій шнеків, розробкою і дослідженням різних способів їх виготовлення займались Б.М. Гевко [3, 10], М.І. Пилипець [9], Р.М. Рогатинський [7, 11], В.В. Васильків [1], А.П. Драган [5], А.Є. Дячун [6] та багато інших. Однак цілий ряд питань, що стосуються дослідженню технологій виготовлення і зміцнення їх гвинтових робочих поверхонь з метою збільшення довговічності цих деталей потребують подальшого вивчення.

**Мета роботи.** Метою роботи є техніко-економічне обґрунтування процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів для виробництва кормових сумішей.

**Основна частина.** На сьогоднішній день у сільськогосподарському виробництві при виготовленні кормових сумішей (табл. 1) досить широко використовуються установки і лінії, до складу яких входять механізми для змішування і подачі сільськогосподарських матеріалів та екструдери (рис. 1).

Таблиця 1 – Склад кормових сумішей для годівлі тварин і птиці

Кормові суміші:	Вміст компонента, %					
	кукурудза	пшениця	ячмінь	біб	соя	соняшник
- для свиней і птиці	50	30	20	-	-	-
- для корів до отелення	50	30	-	20	-	-
- для корів після отелення	50	25	-	15	10	-
- для великої рогатої худоби	50	25	5	10	5	5

Конструкція гвинтового робочого органу екструдера (рис. 1) включає вал, на зовнішньому діаметрі якого жорстко з можливістю осевого переміщення встановлені окремі секції шнеків (рис. 2), на яких по зовнішньому діаметрі нарізано по 3...4 витки різних кроків. Причому шнеки встановлені впритул, у вигляді суцільної гвинтової лінії. Надамо коротку характеристику конструкції гвинтового робочого органу екструдера: загальна довжина вала  $L = 160$  мм; робоча довжина  $l = 80$  мм; зовнішній діаметр шнека  $D = 60$  мм; внутрішній діаметр шнека  $d = 50$  мм; крок  $p$  змінний (від 5 до 20 мм); товщина витка  $h$  від 3 до 5 мм; матеріал шнека - Сталь 45.

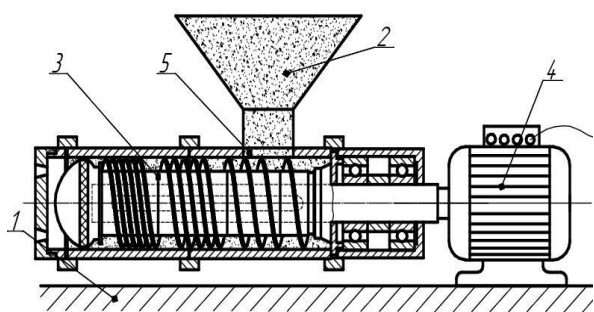
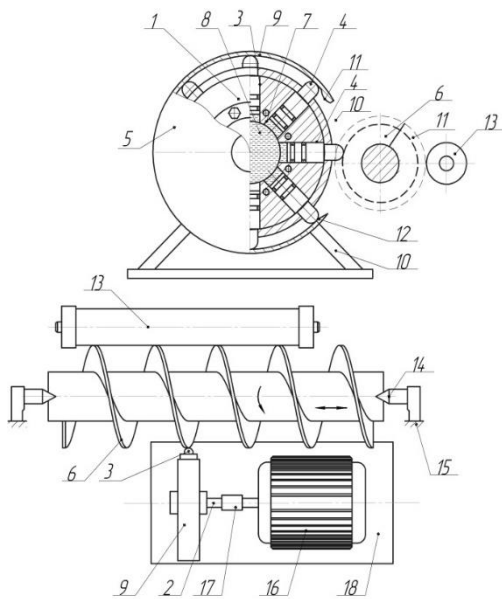


Рис. 1 – Конструктивна схема екструдера

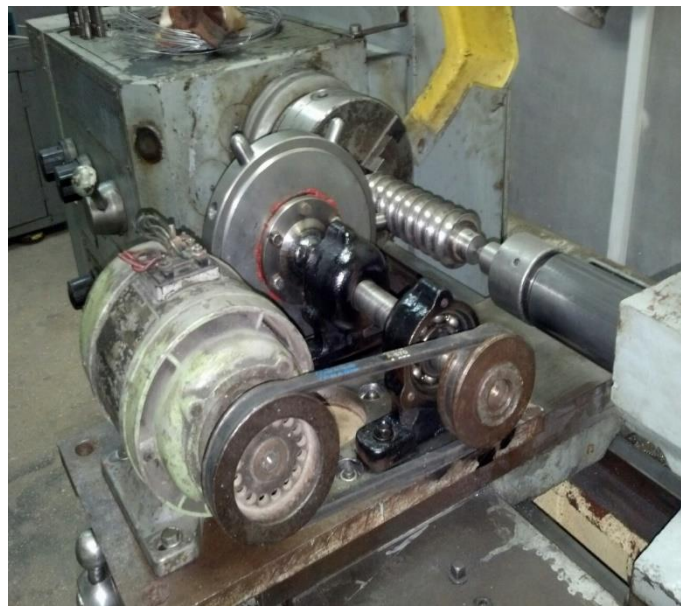


Рис. 2 – Окремі секції шнеків екструдера

В процесі роботи гвинтова робоча поверхня екструдера піддається значним навантаженням та інтенсивному зношенню. Тому необхідно було розробити технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера, який би забезпечив значно вищі параметри, які б сприяли підвищеній надійності та довговічності гвинтового робочого органу. Відповідно було розроблено і апробовано технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера, який замість операції гартування включає операцію зміцнення, яка виконується зі спеціально розробленим обкатним інструментом для зміцнення гвинтових робочих органів [8] (рис. 3).



а)

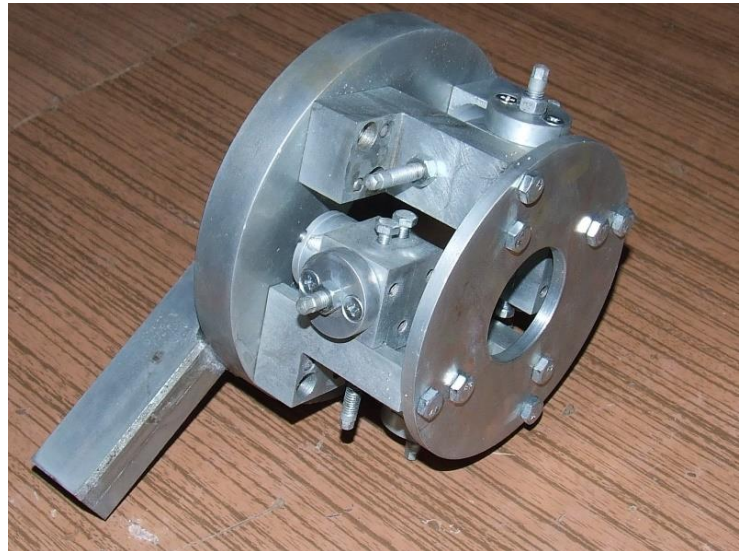
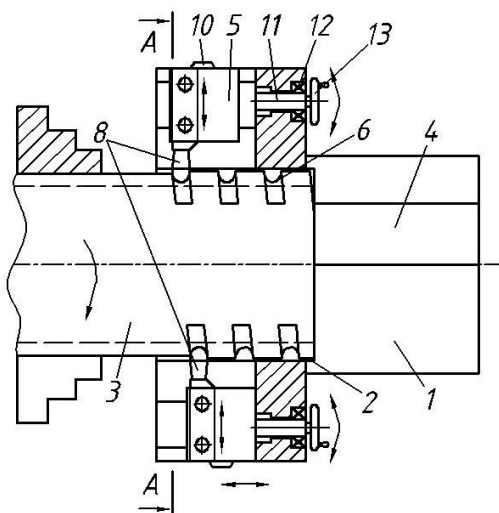


б)

Рис. 3 – Процес зміцнення поверхні гвинтового робочого органу з використанням обкатного інструменту: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Робота обкатного інструменту для зміцнення гвинтових робочих органів здійснюється наступним чином. Гвинтовий робочий орган встановлюють в центрах на плиті. Сюди також встановлено диск з підведеної до її середини мастилом підвищеного тиску і здійснюють їх монтаж для процесу здійснення зміцнення. При цьому диск з деформуючими пуансонами обертаються зі швидкістю 1000 і більше об/хв. і здійснюють зміцнення гвинтового робочого органу по всій довжині зовнішнього діаметра. Тривалість часу зміцнення становить від 20 до 80 с на один виток шнека в залежності від кількості ударів за цей час. Ефективна тривалість (при вищій частоті ударних навантажень) становить 20 с на один виток, що в перерахунку на одну умовну шнекову секцію екструдера становить 80 с, а на весь комплект шнеків для одного робочого органу екструдера – 320 с. Для приведення в рух обкатного інструменту використовується електродвигун потужністю 0,9 кВт. Після завершення процесу зміцнення гвинтового робочого органу його знімають з пристрою і встановлюють інший.

Також розроблений технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера передбачає нарізання гвинтової канавки з використанням спеціального пристрою (рис. 4), який забезпечує нарізання канавки одночасно багатьма різцями (8) замість одного. Це забезпечує значну економію часу та витрат електроенергії при нарізанні (у 8 разів), підвищення якості процесу за рахунок зменшення величини деформації заготовки та вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців.



а)

б)

Рис. 4 – Пристрій для нарізання гвинтової канавки робочого органу екструдера: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Проведемо обґрунтування економічної ефективності використання розробленого технологічного процесу виготовлення гвинтового робочого органу екструдера на токарно-гвинторізному верстаті моделі 16Е16КП.

Порівняння варіантів відмінних операцій технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера по окремих критеріях представлено в табл. 2. Дані, які представлено в табл. 2, є порівняльними і можуть змінюватись в залежності від зміни параметрів шнекових секцій, величини оплати праці працівників, вартості електроенергії тощо.

Проведемо підрахунок певних витрат на виконання окремих операцій по базовому та проектному варіанті технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера.

Витрати на заробітну плату робітника, зайнятого виконанням операцій, з врахуванням єдиного соціального внеску (0,22 згідно Закону України від 21 грудня 2016 року № 1801-VIII «Про Державний бюджет України на 2017 рік») визначатимуться за формулою [2, 4]:

$$Z = \sum T_i \cdot T_{cl} \cdot K_i \cdot K_n,$$

де:  $Z$  – затрати на зарплату робітника;  $T_i$  – трудомісткість  $i$ -ї операції чи переходу, год.;  $T_{cl}$  – величина тарифної ставки 1-го розряду ( $3723/(21 \cdot 8) = 22,16$  грн./год.);  $K_i$  – тарифний коефіцієнт  $i$ -го розряду;  $K_n$  – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22).

Витрати на заробітну плату по базовому варіанті складуть:

$$Z_0 = (264/3600) \cdot 22,16 \cdot 1,35 \cdot 1,22 + (480/3600) \cdot 22,16 \cdot 1,09 \cdot 1,22 = 6,61 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату по проектному варіанті складуть:

$$Z_n = (33/3600) \cdot 22,16 \cdot 1,35 \cdot 1,22 + (320/3600) \cdot 22,16 \cdot 1,35 \cdot 1,22 = 3,57 \text{ грн.}$$

Таблиця 2 – Порівняння окремих критеріїв різних варіантів технологічного процесу виготовлення комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера

Базовий варіант	Проектний варіант
Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16E16КП	Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16E16КП
Вартість б/у обладнання - 82 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 82 тис. грн.
Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насоса охолодження: 0,12 кВт.	Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насоса охолодження: 0,12 кВт.
Розряд робітника - 4	Розряд робітника - 4
Тривалість операції нарізання гвин-тової канавки усіх шнекових секцій робочого органу екструдера: 264 с.	Тривалість операції нарізання гвин-тової канавки усіх шнекових секцій робочого органу екструдера: 33 с.
Обладнання: термомпч СНО 6x4x4\10 35 кВт.	Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16E16КП.
Вартість б/у обладнання - 20 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 83 тис. грн.
Потужність: 35 кВт.	Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насоса охолодження: 0,12 кВт; - рух обкатного інструменту: 0,9 кВт.
Розряд робітника - 2	Розряд робітника - 4
Тривалість операції гартування комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера: 480 с.	Тривалість операції зміцнення комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера: 320 с.

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатиметься за формулою [2, 4]:

$$E = \sum T_i \cdot C_{ел.ен} \cdot B_{кгод},$$

де:  $C_{ел.ен}$  – ціна 1 кВт/год. електроенергії (II клас – 1,96 грн. з 01.12.2017р. для промислових та прирівняні до них споживачі з приєднаною потужністю 750 кВА і більше);  $B_{кгод}$  – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції чи переходу, кВт/год.

Витрати на електроенергію по базовому варіанті складуть:

$$E_{\text{б}} = (264/3600) \cdot 1,96 \cdot (7,5+0,37+0,12) + (480/3600) \cdot 1,96 \cdot 35 = 10,64 \text{ грн.}$$



Витрати на електроенергію по проектному варіанті складуть:

$$E_n = (33/3600) \cdot 1,96 \cdot (7,5+0,37+0,12) + (320/3600) \cdot 1,96 \cdot (7,5+0,37+0,12+0,9) = 1,69 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції, визначаємо з залежності [2, 4]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_\delta,$$

де:  $B_o$  - вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн.;  
 $K_a$  - коефіцієнт амортизації, 0,2;  $T_\delta$  - дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), по базовому варіанті складуть:

$$A_\delta = ((264/3600) / 2070) \cdot 82000 \cdot 0,2 + ((480/3600) / 2070) \cdot 20000 \cdot 0,2 = 0,84 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), по проектному варіанті складуть:

$$A_n = (((33 + 320) / 3600) / 2070) \cdot 82000 \cdot 0,2 = 0,78 \text{ грн.}$$

Провівши відповідні розрахунки за елементами окремих витрат на виконання базового та проектного варіантів технологічного процесу виготовлення комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера, їх результати відображено в таблиці 2.

Таблиця 3 – Підрахунок за елементами окремих витрат на виконання технологічного процесу виготовлення комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера

Елементи витрат	Базовий варіант	Проектний варіант
Затрати на зарплату	6,61	3,57
Витрати на електроенергію	10,64	1,69
Витрати на амортизацію обладнання	0,84	0,78
Разом витрат	18,09	6,04

Річний економічний ефект при заміні базового варіанту технологічного процесу виготовлення комплексу шнекових секцій для одного робочого органу екструдера на проектний:

$$E_p = (3600 \cdot 2070 / (264 + 480)) \cdot (18,09 - 6,04) = 120694,37 \text{ грн.}$$

**Висновки.** Отже, витрати на виконання нового технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера будуть у 3 рази меншими, у порівнянні з базовим технологічним процесом. Річний економічний ефект при заміні базового варіанту технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера на проектний становитиме 120694,37 грн.

### Список використаних джерел

1. Васильків В.В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.08 / Василь Васильович Васильків; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2015. – 312 с.
2. Галушак М.П., Оксентюк А.О., Гевко І.Б. Організація виробництва у прикладах та задачах: Навчальний посібник / М. П. Галушак, А. О. Оксентюк, І. Б. Гевко. – К.: Кондор, 2010. – 214 с.
3. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков / Б. М. Гевко. – Львов : Вища школа, 1986. – 128 с.
4. Гевко І.Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: Підручник. – / [І. Б. Гевко, Б. М. Гевко].Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. - 199 с.
5. Драган А.П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис... канд. техн. наук: 05.02.08 / Драган Андрій Петрович; Тернопільський держ. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Т., 2007. – 198 с.
6. Дячун А.Є. Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення профільних гвинтових заготовок: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Дячун Андрій Євгенович; ТДТУ ім. І. Пулюя. – Т., 2008. – 208 с.
7. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
8. Пат. № 108422. Україна, МПК (2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів / Ляшук О.Л.; Сокіл М.Б.; Третяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л.; Сокіл М.Б.; Третяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. – №u201601511; заявл. 18.02.2016; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. - 4с.
9. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Михайло Ількович Пилипець; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2002. – 445 с.
10. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових

деталей / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко та ін.]. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.

11. Feasibility study of the method choice of manufacturing screw cleaning elements with the development and use of software. Acta Technologica Agriculturae // [Roman Rogatinskiy, Ivan Hevko, Andriy Gypka, Oksana Garmatyk, Sergiy Martsenko] // Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae, 2017. - № 2, P. 36-41.

## **Аннотация**

### **ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЕ ВИНТОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ**

Ляшук О.Л., Дячун А.Е., Третьяков О.Л., Навроцкая Т.Д., Круглик О.А.

*Представлен разработанный технологический процесс изготовления винтового рабочего органа экструдера и технологическое оснащение для его реализации. Проведено обоснование экономической эффективности использования разработанного технологического процесса изготовления винтового рабочего органа экструдера. Затраты на выполнение нового технологического процесса изготовления комплекта шнековых секций для одного рабочего органа экструдера будут в 3 раза меньше, по сравнению с базовым технологическим процессом.*

## **Abstract**

### **TECHNICAL AND ECONOMIC GROUNDS FOR THE PROCESS OF MANUFACTURING OF MILITARY WORKING BODIES**

O. Lyashuk, A. Dyachun, O. Tretiakov, T. Nuvrocka, A. Kruglik

*The developed technological process of manufacturing of screw working body of extruder and technological equipment for its realization is presented. The substantiation of the economic efficiency of the use of the developed technological process for manufacturing the screw working body of the extruder has been carried out. Costs for the implementation of a new technological process of manufacturing a set of screw sections for one working extruder body will be 3 times smaller, compared with the basic technological process.*

## ЗАСТОСУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ТЕОРІЇ ПРИ АКУСТИЧНІЙ ОБРОБКИ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

**Заїченко В.І., доцент**

*Харківський національний університет міського господарства  
імені О.М. Бекетова*

*Шумовий вплив на працюючих один із шкідливих факторів виробничого середовища, який є причиною не тільки професійних захворювань, а й травматизму на виробництві. В статті розглянуто потенційні можливості використання геометричної теорії акустики для формування і моделювання звукового поля у приміщенні з джерелами шуму. Встановлено, що відбиття звукових променів від стелі і стін значно збільшують рівень шуму від джерела. Характер відбиття залежить від форми поверхні, яка відбиває промені звуку. При відбитті від плоскої поверхні виникають уявні джерела звуку і це приводить до того, що в точку спостереження приходять не тільки прямий звук безпосередньо від джерела, але й відбитий від поверхонь, який посилює рівні звуку реальних джерел. Основні критерії, які впливають на формування шумового режиму у виробничих приміщеннях з акустичною обробкою це фактор спрямованості для напрямку на точку спостереження і кут простору, в який випромінюється звук. Для того, щоб уявні джерела на поверхні стін випромінювали звукову енергію зовні робочої зони пропонується змінювати кути падіння променів і кут простору випромінювання нижнього ряду звукопоглинального личкування. Таким чином, враховуючи положення геометричної акустики і змінюючи кут відбиття звукових променів можна максимально зменшити присутність у робочій зоні відбитої звукової енергії від уявних джерел.*

*Побудова оптимального профілю звукопоглинальної поверхні дасть можливість уникнути накладення звукового тиску від уявних джерел на реальні. Такі архітектурно-конструктивні рішення у виробничих приміщеннях дозволять значно зменшити рівні шуму на робочих місцях, а це створить умови для збереження здоров'я і працездатності робітників.*

**Постановка проблеми.** Згідно Закону України «Про охорону праці» № 229-IV від 21.11.2002, ст.13 роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці.

В кожному виробничому приміщенні, практично, жоден технологічний процес не виконується без використання тих чи інших машин і механізмів, обладнання, засобів механізації, ручного електричного та пневматичного інструмента. Враховуючи, що рівень звуку в таких приміщеннях, а це ремонтно-механічні, металообробні, деревообробні цеха, машинні зали та інші

складає понад 90 дБА, при нормі 80 дБА (ДСНЗ.3.6.037-99), то відповідно до цього велика кількість працюючих підпадає під дію високо інтенсивних шумів по всьому діапазону частот, які нормуються.

Шум – один із основних негативних чинників і складає 22% від усіх шкідливих факторів, які мають місце у виробничих приміщеннях. Збільшення потужності устаткування, насиченість виробництва високошвидкісними механізмами, різке збільшення транспортного потоку приводить до збільшення рівня шуму як у побуті, так і на виробництві.

Діючи на кору головного мозку, шум чинить дратуючу дію, прискорює процес втоми, послабляє увагу і сповільнює психічні реакції. По цим причинам інтенсивні шуми при виконанні технологічних операцій сприяють виникненню аварійних ситуацій, травматизму і професійному захворюванню.

Шкідливий вплив шуму на організм людини досить різноманітний. Реакція і сприйняття шуму людиною залежать від багатьох факторів: рівня інтенсивності, частоти (спектрального складу), тривалості дії, тимчасових параметрів звукових сигналів, стану організму.

Тривалий вплив інтенсивного шуму (вище 80 дБА) на слух приводить до його часткової або повної втрати. Скрізь волокна слухових нервів подразнення шумом передається на центральну і вегетативну нервові системи, а через них впливає на внутрішні органи, приводячи до значних змін у функціональному стані організму, впливає на психічний стан людини. Причому вплив шуму на нервову систему виявляється навіть при невеликих рівнях звуку (30 ... 70 дБА).

Таким чином, дослідження акустичних процесів у виробничих приміщеннях з метою створення механізму поліпшення шумового режиму є завданням першочергового плану.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** При вирішенні завдання акустичного проектування малошумних виробничих приміщень, які мають у своєму складі різноманітне технологічне обладнання приймаються рішення виходячи з трьох існуючих теорій: хвильової, статистичної і геометричної.

Геометрична теорія є граничним випадком хвильової, вона проста й наглядна. Ця теорія діє поняттям звукового променя. Звукове поле представляється у вигляді променів, побудованих за законами оптики. У відповідності з законами геометричної оптики, при відбитті від дзеркальних поверхонь кут відбиття дорівнює куту падіння і промені що падають і відбиваються лежать в одній площині. Методи геометричної акустики застосовують, якщо довжина звукового променя ( $l$ ) більше довжини звукової хвилі ( $\lambda$ ), або дорівнює їй, тобто  $l \geq \lambda$ . За їх допомогою описуються звукові поля в довгих замкнутих приміщеннях і вирішуються задачі відбиття звуку від поверхонь.

Основи геометричної теорії акустики були закладені У. Себіним і удосконалювалися Л. Баранеком, Г. Л. Осиповим, Н. І. Івановим, Є. Я. Юдиним, І. І. Ключіним, Р. Лайоном, а також Г. М. Курцевим, А. С. Нікіфоровим, В. І. Заборовим та ін.

**Постанова завдання.** Розглянемо формування звукового поля у виробничому приміщенні з погляду геометричної теорії акустики.

Звукові хвилі в приміщенні багаторазово відбиваються від стін, стелі та різних предметів. Відбиття значно збільшують рівень шуму від джерела в приміщенні на 10-15 дБА у порівнянні з шумом такого ж джерела на відкритому повітрі. В приміщенні рівень шуму в розрахунковій точки (РТ) від джерела шуму (ДЖ) складається з прямих ( $I_{пр}$ ) і відбитих ( $I_{від}$ ) від стін, стелі та підлоги (рис.1).

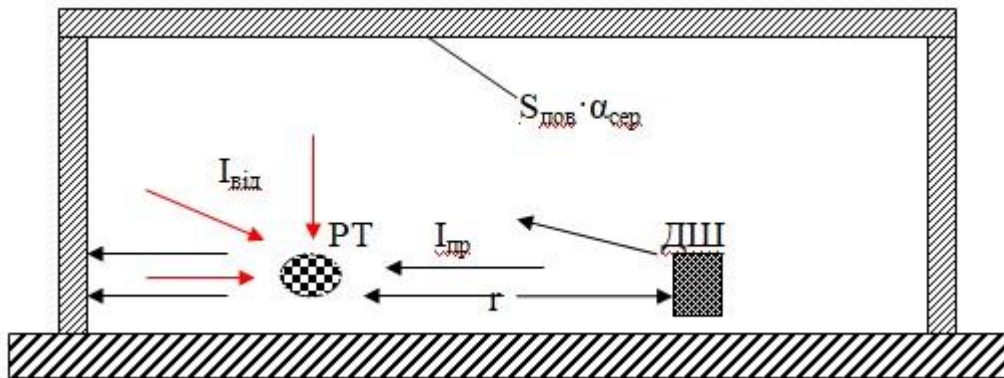


Рис. 1 – Випромінювання звукових хвиль в приміщенні

Рівні звуку в розрахункових точках приміщення можна підрахувати за такою формулою:

$$L = L_p + 10 \lg(\Phi/S + 4/B), \text{ дБА}, \quad (1)$$

де:  $L_p$  – рівень звукової потужності джерела звуку, дБА, і визначається його технічними характеристиками;  $\Phi$  – фактор спрямованості, рівний відношенню інтенсивності звуку, який створюється джерелом у вільному полі в даній точки сфери, в центрі якої воно знаходиться, ( $I_i$ ) до середньої інтенсивності звуку на поверхні тієї ж сфери ( $I_{ср}$ ):

$$\Phi = I_i / I_{ср}, \quad (2)$$

$S$  – площа поверхні, в яку випромінюється звук на відстані  $r$ ;  
 $B$  – постійна приміщення, яка характеризує звукопоглинання:

$$B = A / (1 - \alpha), \text{ м}^2, \quad (3)$$

де:  $A = \alpha \cdot S_{ог}$  – сумарне звукопоглинання у приміщенні або еквівалентна площа звукопоглинання,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha$  – коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщення площею  $S_{ог}$ .

Якщо проаналізувати зміст формули (1), то виявляється, що для захисту від акустичних коливань в приміщенні можна використовувати методи:

- зниження шуму в джерелі його виникнення (зменшення  $L_p$ );

- боротьба з шумом на шляхах його розповсюдження (звукоізоляція);
- акустична обробка приміщень (звукопоглинання).

Зниження шуму в джерелі його виникнення – найбільш радикальний метод і є основним. Але зниження шуму в джерелі його виникнення технічно дуже складний процес і потребує плідної праці вчених, конструкторів, проектувальників, а також значних фінансових вкладень, що на даному етапі розвитку країни дуже проблематично.

Акустична обробка приміщень передбачає вкривання стелі та верхньої частини стін звукопоглинальними матеріалами та конструкціями. Відбираючи акустичну енергію падаючих на них звукових хвиль, матеріали, які вбирають звук, трансформують її в теплову енергію. Внаслідок цього знижується інтенсивність відбитих звукових хвиль. Цей метод технічно простий і не потребує особистих фінансових вкладень, але потребує нових технічних рішень які б дозволили підвищити ефективність звукопоглинання і тим самим значно покращити умови праці робітників.

**Виклад основного матеріалу.** Точну картину звукових полів у приміщеннях дає тільки хвильова теорія, однак ця теорія дуже складна. В той же час ступень точності, достатня у більшості практичних завдань акустики приміщень, досягається більш простими методами геометричної акустики, в яких розглядається розповсюдження звукових промінів (рис. 2), а не хвиль. Ці методи можна використовувати коли

$$l_{\text{мін}} > 3 \cdot \lambda, \text{ тобто } f > 1000 / l_{\text{мін}},$$

де:  $l_{\text{мін}}$  - мінімальний лінійний розмір приміщення, м;  $\lambda$ ,  $f$  – довжина і частота звукової хвилі.

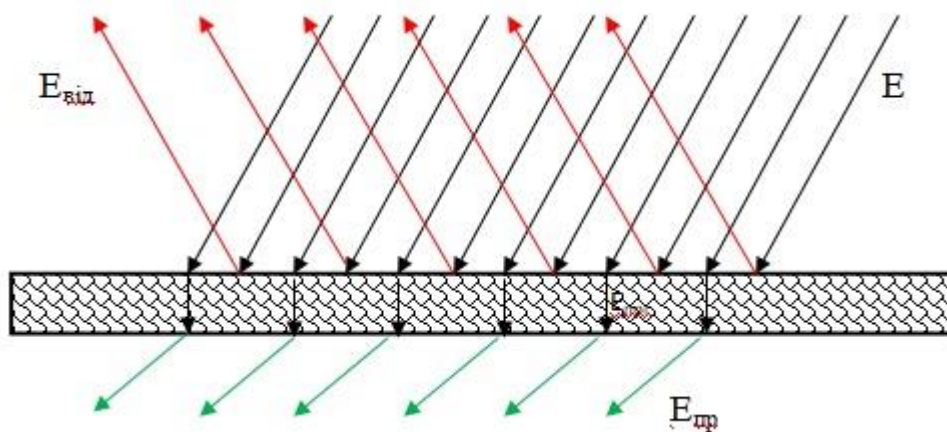


Рис.2 – Механізм звукопоглинання будівельними матеріалами

При падінні звукової енергії ( $E$ ) на перешкоду одна частина її відбивається ( $E_{\text{від}}$ ), друга – поглинається матеріалом ( $E_{\text{пог}}$ ), третя – проходить крізь перешкоду ( $E_{\text{пр}}$ ). Схематично механізм звукопоглинання представлений на рис. 2.

Звукопоглинальні матеріали характеризуються коефіцієнтом звукопоглинання  $\alpha$ , рівним відношенню звукової енергії, яка поглинається матеріалом до енергії, яка падає на нього:

$$\alpha = E_{\text{пог}} / E < 1, \quad (4)$$

Відбиття звукової енергії від перешкоди (рис. 2) характеризується коефіцієнтом відбиття  $\beta$ :

$$\beta = E_{\text{від}} / E < 1, \quad (4)$$

Проходження звуку крізь перешкоду характеризується коефіцієнтом звукопровідності  $\tau$ :

$$\tau = E_{\text{пр}} / E < 1, \quad (5)$$

Сума коефіцієнтів (ф-ли 4,4,5) дорівнює:

$$\alpha + \beta + \tau = 1, \quad (6)$$

Відомо [6], що енергія, яка пройшла крізь будівельну конструкцію складає тисячні долі від енергії, яка падає на неї. Тому при розгляданні явищ поглинання і відбиття звуку у внутрі приміщень з точністю, цілком достатньої для практики, можна долю енергії, яка пройшла перешкоду, не враховувати.

Існує два основних методи опису відбитого звуку в приміщенні: геометричний і статистичний (дифузного поля тобто однорідного). Обидва ці методи свідчать, якщо біля розрахунковій точки є поверхні з коефіцієнтом поглинання  $\alpha$ , то в цю точку приходить не тільки прямий звук безпосередньо від джерела, але й відбиті від поверхонь (рис. 1). Останні в силу рівняння кутів падіння і відбиття можна майже завжди розглядати як прямі, випромінювані уявними джерелами, які є дзеркальними відображеннями дійсного джерела. В той же час уявні джерела, створені на одній поверхні, стають такими ж уявними джерелами на іншій поверхні, але меншої потужності (рис. 3).

Характер відбиття залежить від форми поверхні, яка відбиває промені звуку. При відбитті від плоскої поверхні (рис. 3, а) виникає уявне джерело звуку  $I'$ . Відбиття від вгнутої поверхні (рис. 3, б) приводить до фокусування променів у точки  $I'$ . Випуклі поверхні розсіюють звук (рис. 3, в).

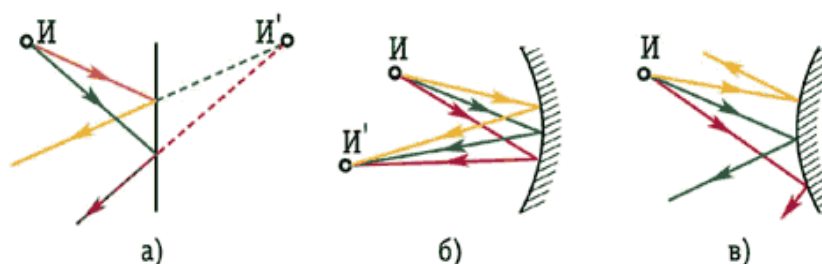


Рис. 3 – Характер відбиття променів звуку від форми поверхні



Розсіювання звукової енергії в приміщенні доцільно за таких причин: по-перше, спектр шуму в приміщенні змінюється за рахунок більшої ефективності (8-10 дБ) личкування на високих частотах, він робиться більш глухим і менш дратуючим; по друге, стає більш визначеним шум обладнання, з'являється можливість слухового контролю його роботи, стає легше розмовляти, поліпшується розбірність мови [5].

Таким чином, відбиття від плоских і вгнутих поверхонь приводить до появи уявних джерел шуму, які посилюють рівні звуку реальних джерел.

Розглянемо основні критерії, які впливають на формування шумового режиму у виробничих приміщеннях з акустичною обробкою. По-перше – це фактор спрямованості,  $\Phi$ , для напрямку на точку спостереження і кут простору,  $\Omega$ , в який випромінюється звук. Повний кут простору  $\Omega = 4\pi$ . Простішим фактором спрямованості обдає монополь  $\Phi = 1$  (не спрямоване джерело) і диполь  $\Phi = \cos^2\theta$ . Для реальних джерел з кінцевими розмірами фактор  $\Phi$  залежить від смуги частот, яка розглядається. Більшість реальних джерел випромінюють звук неоднаково в різних напрямках, але при орієнтованій оцінці шуму, який створює джерело з невідомим  $\Phi$  джерело рахують не спрямованим.

Якщо прослідкувати за розповсюдженням звукових променів (рис. 4), то побачимо, що прямі промені від джерела створюють уявні джерела на поверхні відбиття, які, у свою чергу, випромінюють звукову енергію.

Вклад відбитого звуку від звукопоглинальних поверхонь треба ураховувати, зменшивши кут випромінювання  $\Omega$  по зрівнянню зі значенням монополя у якого  $\Omega = 4\pi$ . Для джерел, розташованих на поверхні конструкцій, які огорожують  $\Omega = 2\pi$ , в двогранному куті створеним цими поверхнями,  $\Omega = 2\pi$ , в трьох граному –  $\Omega = \pi/2$ .

Повернемося до геометричної теорії акустики, де звукові хвилі розглядають як звукові промені (рис. 4).

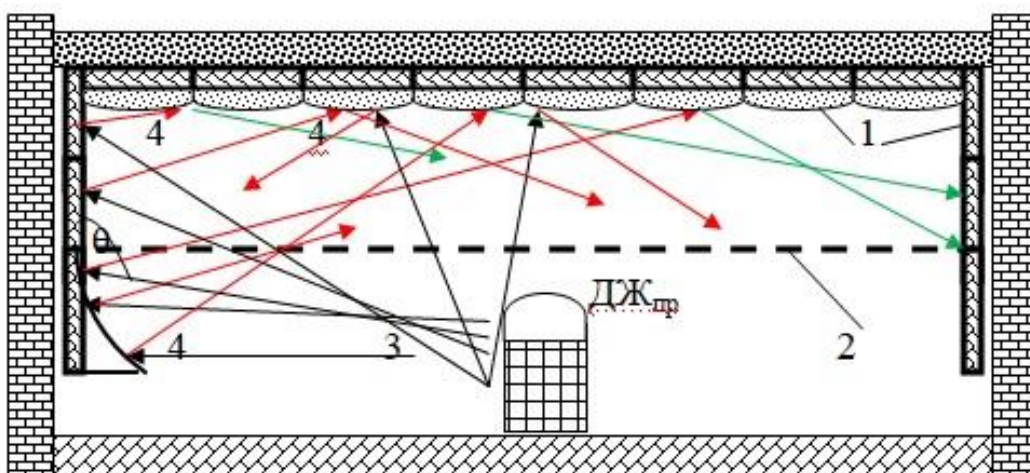


Рис. 4 – Схема розповсюдження звукових променів від джерела шуму у виробничому приміщенні, яке акустично оброблене: 1 – звукопоглинальні плити; 2 – межа робочої зони по вертикалі; 3 – прямі звукові промені від явного джерела шуму ДЖ<sub>пр</sub>; 4 – відбиті звукові промені від уявних джерел шуму, які створюються на поверхні відбиття;  $\theta$  – кут відбиття.

Таким чином, якщо уявне джерело створене на плоскій поверхні і кут падіння  $\theta = 90^\circ$ , то звукова енергія, крім поглиненої енергії, знов таки потрапляє у робочу зону. Проміні, які падають з кутом  $\theta \neq 90^\circ$ , відбиваються у верхній простір приміщення (припускаємо, що пряме джерело випромінює звук у простір  $\Omega = 2\pi$ ), де знов таки створюють уявні джерела на поверхнях конструкцій.

Для того, щоб уявні джерела на поверхні стін випромінювали звукову енергію зовні робочої зони пропонується змінити кути падіння променів і кут простору випромінювання нижнього ряду звукопоглинального личкування (рис. 5).

Таким чином, враховуючи положення геометричної акустики і змінюючи кут відбиття звукових променів можна максимально зменшити присутність у робочій зоні відбитої звукової енергії від уявних джерел. Поверхні відбиття повинні випромінювати звук у простір  $\Omega < 2\pi$ , тобто з кутом падіння  $\theta \neq 90^\circ$  (рис 5). Плити вигнутої конфігурації встановлюють при личкуванні стіни на рівні верхньої частини робочої зони. Каркас таких плит виготовляють із листової сталі товщиною 2 мм на який наносять звукопоглинальний матеріал.

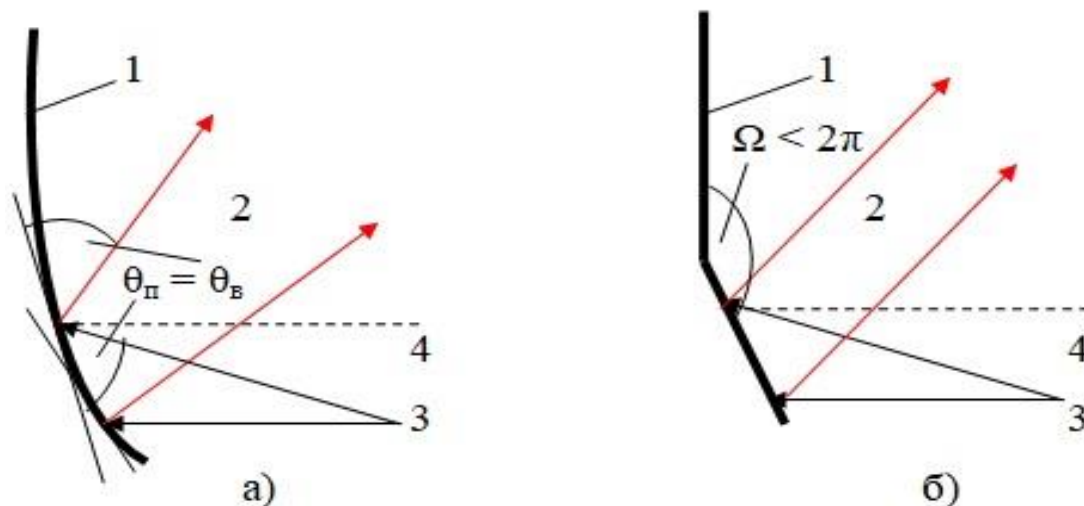


Рис. 5 – Поверхні нижнього ряду стінових звукопоглинальних плит: а – з кривизною у нижній частині; б – двогранна, де 1 – звукопоглинальна плита; 2 – звукові проміні відбиття від уявних джерел; 3 – проміні падіння від явного джерела; 4 – межа робочої зони по вертикалі

Вибір звукопоглинального матеріалу залежить від різних параметрів: призначення приміщення, лінійних розмірів, місць розташування джерел шуму, частотного діапазону, який треба скорегувати та ін.

До поглинальних матеріалів відносяться легкі пористі матеріали у вигляді плит, виготовлені з мінеральної або скловати, синтетичних чи деревинних волокон. Коефіцієнт поглинання таких матеріалів повинен бути в діапазоні 0,3 – 1,1 по всьому нормованому спектру частот.

**Висновки.** Геометрична акустика оперує поняттям звукового променя – лінії, під котрій мається на увазі напрямок поширення звукової енергії. Користуючись законами оптики, геометрична акустика дозволяє побудувати на кресленнях приміщення схему поширення звукових променів від джерела і після відбиття від поверхонь різної конфігурації, дати аналіз формування

звукового поля, визначити фокусування і властивостей поверхонь розповсюджувати звук, досліджувати можливість виникнення уявних джерел шуму і вплив форми приміщення на розподіл в ньому відбитої звукової енергії і побудувати траєкторії звукових променів.

Це дозволяє проводити побудову поверхні, яка відбиває звук, з кутом нахилу, що забезпечує необхідну траєкторію звукових променів за межі робочої зони. Крім того, побудова оптимального профілю звукопоглинальної поверхні дасть можливість уникнути накладення звукового тиску від уявних джерел на реальні. Такі архітектурно-конструктивні рішення у виробничих приміщеннях дозволять значно зменшити рівні шуму на робочих місцях, а це створить умови для збереження здоров'я і працездатності робітників.

Таким чином, можна стверджувати, що геометрична теорія може бути використана в якості теоретичної бази для отримання математичної моделі розрахунку очікуваної шумності у виробничих приміщеннях.

### Список використаних джерел

1. ДСН 3.3.6-037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
2. Измерова Н. Ф. Гигиена труда./ Под ред. Н. Ф. Измерова, В. Ф. Кириллова. – М.: ГЭОТАР–Медиа, 2010. – 592 с.
3. Виробнича санітарія: Навч. посіб./Ткачук К.Н., Каштанов С.Ф. Зацарний В.В., Ткачук К.К. - К.: НТУУ«КПІ», 2009. - 323 с.
4. Акустика: Справочник / под ред. М.А. Сапожкова. - М.: Радио и связь, 1989.
5. Борьба с шумом на производстве. Справочник. /Под. общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение. -1985. 400 с.
6. Борьба с шумом. Под ред. проф. Е.Я. Юдина, -М.: 1964. -702 с.
7. Новак С.М., Логвинец А.С. Защита от шума и вибрации в строительстве. К.: Будівельник, 1990.
8. Иванов Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Логос, 2013. – 432с.
9. Иванов Н. И., Никифоров А. С. Основы виброакустики: Учебник для вузов – СПб.: Политехника, 2000. – 482с.: ил.

### Аннотация

#### **ПРИМЕНЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ ПРИ АКУСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ**

Заиченко В.И.

*Шумовое воздействие на работающих один из вредных факторов производственной среды, который является причиной не только профессиональных заболеваний, но и травматизма на производстве. В статье рассмотрены потенциальные возможности использования геометрической теории акустики для формирования и моделирования звукового поля в помещении с источниками шума. Установлено, что отражение звуковых лучей от потолка и стен значительно увеличивают уровень шума от источника. Характер отражения зависит от формы поверхности, отражающей лучи звука. При отражении от плоской поверхности возникают мнимые источник звука и это приводит к тому, что в точку наблюдения приходит не только*

*прямой звук непосредственно от источника, но и отраженный от поверхностей. который усиливает уровни звука реальных источников. Основные критерии, которые влияют на формирование шумового режима в производственных помещениях с акустической обработкой это фактор направленности для направления на точку наблюдения и угол пространства, в которое излучается звук. Для того, чтобы воображаемые источники на поверхности стен излучали звуковую энергию снаружи рабочей зоны предлагается изменять углы падения лучей и угол пространства излучения нижнего ряда звукопоглощающего облицовки. Таким образом, учитывая положения геометрической акустики и изменяя угол отражения звуковых лучей можно минимизировать присутствие в рабочей зоне отраженной звуковой энергии от мнимых источников.*

*Построение оптимального профиля звукопоглощающей поверхности позволит избежать наложения звукового давления от мнимых источников на реальные. Такие архитектурно - конструктивные решения в производственных помещениях позволят значительно уменьшить уровни шума на рабочих местах, а это создаст условия для сохранения здоровья и работоспособности работников.*

## **Abstract**

### **APPLICATION OF GEOMETRIC THEORY IN THE ACOUSTIC PROCESSING OF INDUSTRIAL PREMISES**

Zaichenko V.I.

*The noise impact on working one of the harmful factors of the production environment, which is the cause of not only occupational diseases, but also injuries in the workplace. In the article potential possibilities of using the acoustic geometric theory for formation and simulation of sound field in premises with noise sources are considered. It is established that the reflection of sound beams from the ceiling and walls greatly increases the noise level from the source. The reflection pattern depends on the shape of the surface, which reflects the beams of the sound. When reflected from the plane surface there is an imaginary source of sound and this leads to the fact that the point of observation comes not only direct sound directly from the source, but also reflected from the surfaces. which increases the sound level of real sources. The main criteria that influence the formation of a noise regime in the production premises with acoustic processing is the directional factor for the direction of the observation point and the angle of the space in which the sound is emitted. In order that imaginary sources on the surface of the walls radiate the sound energy outside the working area, it is proposed to change the angles of falling of the rays and the angle of radiation of the lower row of sound absorption. Thus, taking into account the position of geometric acoustics and changing the angle of reflection of sound beams, it is possible to minimize the presence in the working area of reflected sound energy from imaginary sources.*

*Construction of the optimal profile of the sound absorbing surface will make it possible to avoid imposing sound pressure from imaginary sources on the real. Such architectural and design solutions in industrial premises will significantly reduce noise levels in the workplace, which will create conditions for maintaining the health and working capacity of workers.*

## СПОСІБ НАВИВАННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Гевко І.Б., д.т.н., проф., Круглик О.А., Гудь В.З., к.т.н., Дубиняк Т.С., к.т.н.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

*Обґрунтовано новий спосіб навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки. Сконструйовано, виготовлено та апробовано експериментальне оснащення для проведення досліджень даного способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів.*

**Постановка проблеми.** Робочі органи з гвинтовими поверхнями поширені у машинах та механізмах сільськогосподарського виробництва і використовують їх при транспортуванні, змішуванні, подрібненні, сортуванні, класифікації, очищенні тощо різних сільськогосподарських матеріалів. Відповідно створенню гвинтових елементів, а саме спіралей шнеків, приділяється значна увага. Проте незважаючи на велику кількість досліджень, у сфері створення спіралей шнеків, значна складність процесів і висока енергоємність їх виготовлення, підвищені вимоги до конструктивно-технологічних параметрів гвинтових заготовок, їх якості, надійності та довговічності потребують подальшого пошуку прогресивних способів їх отримання. Відтак розроблення ефективних способів навивання спіралей шнеків є актуальним і сприяє отриманню енергоощадних високопродуктивних технологій.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питаннями дослідження різних способів виготовлення спіралей шнеків із плоскими та спеціальними профільними поверхнями займалися Б.М. Гевко [2, 10], М.І. Пилипець [9], Р.М. Рогатинський [8, 11], В.В. Васильків [1], А.П. Драган [5], А.Є. Дячун [6, 12], Ляшук О.Л. [7, 10, 12] та інші. Однак цілий ряд питань, що стосуються дослідженню технологій виготовлення і зміцнення їх гвинтових робочих поверхонь з метою збільшення довговічності, потребують подальшого вивчення.

**Метою роботи** є розроблення та апробація експериментального оснащення для проведення досліджень способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з допомогою обертової втулки.

**Основна частина.** Робочі органи з гвинтовими поверхнями широко використовуються в конструкціях багатьох транспортно-технологічних сільськогосподарських машин і механізмів, таких як транспортуючі та очисні шнеки, гвинтові сепаратори, подрібнювачі, очисники тощо. Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені виробництву спіралей шнеків, використовувані способи виготовлення спіралей шнеків є досить енерговитратними і не високопродуктивними.

Виготовлення спіралей шнеків штампуванням кілець з наступним формуванням витка і зварювання у спіраль чи прокатуванням на спеціальних

прокатних станах забезпечують одержання конкретних конструктивних параметрів, які можуть бути отримані лише за використання конкретного методу. Проте найбільш раціональним способом виготовлення спіралей шнеків є навивання, яке є значно ефективнішим і дешевшим у порівнянні з штампуванням і прокатуванням. Відтак на даний час найбільш поширеним способом їх виготовлення є навивання, яке виконується по внутрішній поверхні полоси на різні види оправ з підтисканням до цих оправ полоси роликками різних типів. Існуючі способи навивання відрізняються лише розташуванням ролика по відношенню до оправ та розташуванням полоси по відношенню до ролика і оправ [2, 9, 10] і реалізуються, в основному, універсальними засобами технологічного устаткування, спорядження та інструментів. У зв'язку з цим актуальним є завдання технологічного забезпечення навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з підвищеними вимогами до конструктивно-технологічних параметрів гвинтових заготовок, їх якості, надійності та довговічності.

Нами синтезовано способи навивання спіралей шнеків [3, 4], які дозволили шляхом критичного аналізу і виключення непрацездатних та неконструктивних схем отримати значну кількість раціональних варіантів способів навивання спіралей шнеків з використанням обертових формувальних втулок, на ряд яких отримано патенти України на корисну модель. Загалом можна констатувати, що способи навивання спіралей шнеків з використанням обертових формувальних втулок значно розширюють можливості навивання спіралей шнеків і забезпечують отримання різних видів спіралей шнеків, в тому числі широкополосних, з наклепом по зовнішній кромці, з фасонною внутрішньою поверхнею тощо. Наведемо опис розробленого, виготовленого та апробованого експериментального оснащення для дослідження способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з допомогою обертової втулки.

На рис. 1 представлено конструктивні схеми навивання спіралей шнеків обертовою втулкою. Процес реалізують з допомогою токарного верстата (рис. 2) та формувального інструменту (рис. 3).

Навивання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. 2) передбачає виконання декількох етапів процесу:

1. Закріплення оправ (рис. 3,а) в патроні токарного верстату і встановлення в ній полоси (рис. 1,а).

2. Підтиск і закріплення оправ задньою бабкою та підведення обертової втулки (рис. 3,б), яку попередньо закріплюють в різцетримачі супорту (рис. 1,б).

3. Виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик (рис. 1,в).

4. Вмикання головного руху токарного верстату і навивання спіралі в щільний пакет.

5. Вимкання головного руху токарного верстату, відведення задньої бабки і супорту з обертовою втулкою від оправ (рис. 1,г).

6. Відгвинчування гайки оправ з метою послаблення і зняття пружини та зняття навитої спіралі з оправ.

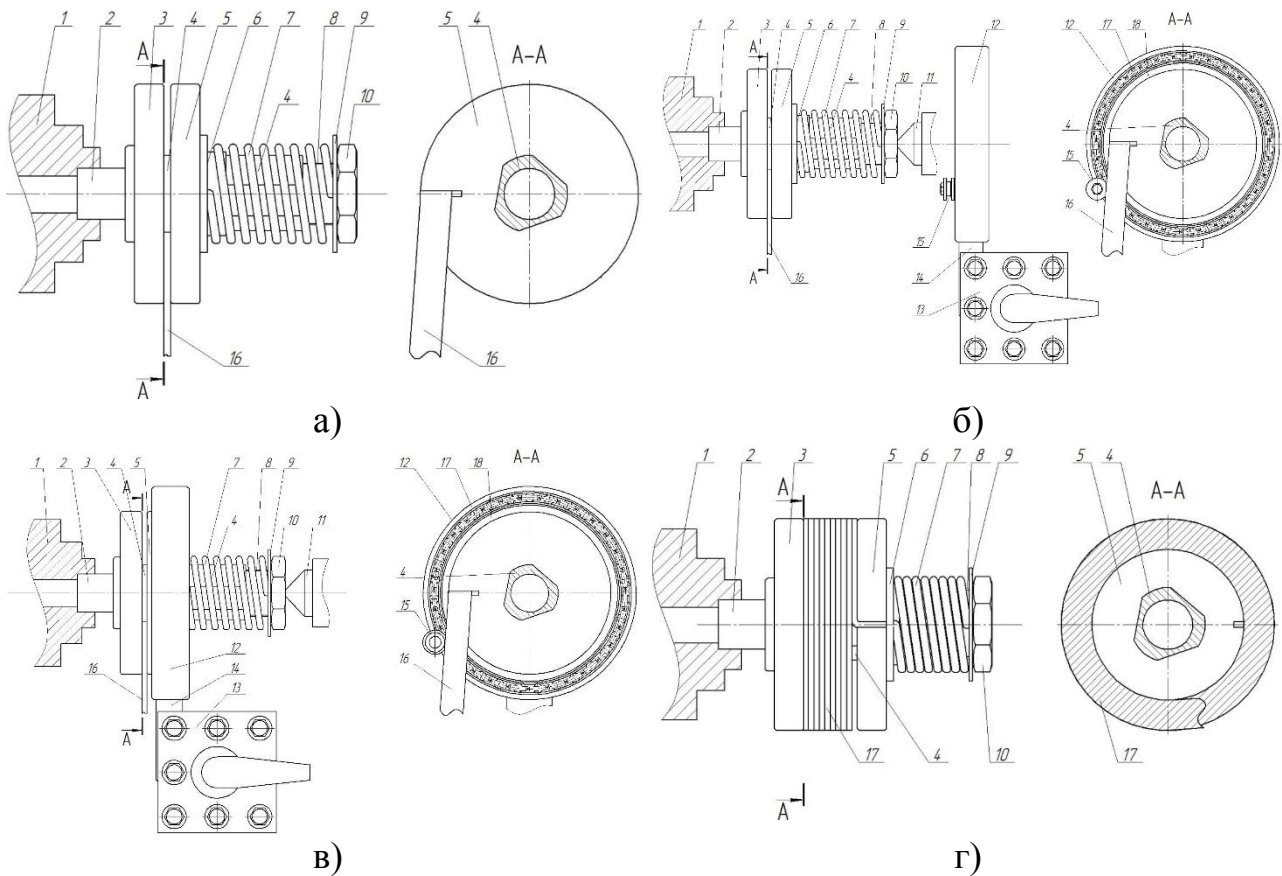


Рис. 1. – Конструктивні схеми навивання спіралей шнеків обертовою втулкою:  
 а) закріплення полоси в оправі; б) закріплення оправы задньою бабкою і підведення обертової втулки; в) виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик; г) навита спіраль в оправі

Наведемо детальніший опис формувального інструменту (рис. 3) та процесу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. 1 і рис. 2). У патроні токарного верстату 1 закріплюють ступінчасту оправу 2 (рис. 3,а), на якій жорстко розташована ліва 3 і з можливістю осьового зміщення по фігурній поверхні 4 права втулка 5. На зовнішньому краю правої втулки 5 виконано осьовий паз, в який вставляється Г-подібний кінець смуги 16 для навивання гвинтової спіралі. Правий торець правої втулки 5 підтиснутий через шайбу 6 пружиною стиснення 7, затиск якої регулюється гайкою 10 через шайбу 9 за допомогою трапецеїдального різьбового з'єднання 8. Правий кінець оправы 2 підтискають задньою бабкою 11 з метою збалансування і надання конструкції жорсткості. У супорті верстату 13 жорстко закріплюють державку 14 обертової втулки 12 (рис. 3,б). Обертова втулка 12 складається із зовнішньої обойми, в якій розташовано підшипник 17 та формувальну втулку 18. На зовнішньому краю обертової втулки 12 закріплено напрямний ролик 15.

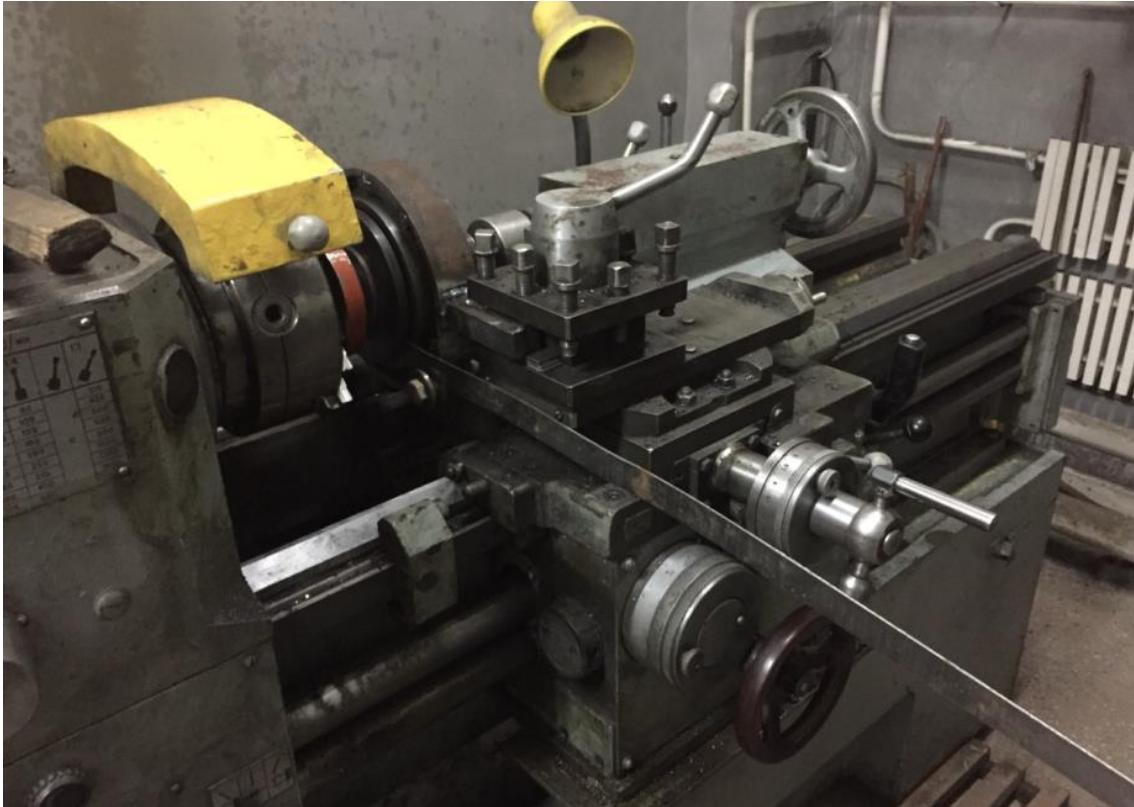
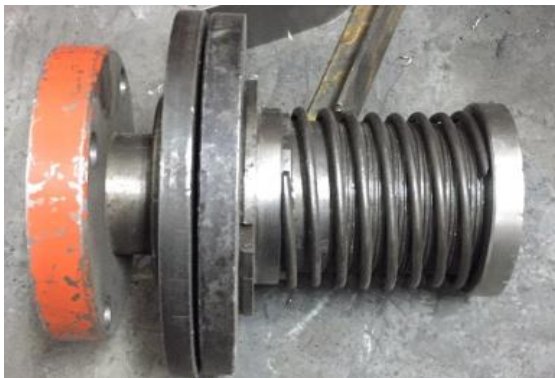


Рис. 2 – Загальний вигляд процесу навивання обертовою втулкою



а)



б)

Рис. 3 – Формувальний інструмент для навивання спіралей шнеків обертовою втулкою: а) оправа; б) обертова втулка

При навиванні спіралі проводять виставлення обертової втулки 12 в робоче положення і встановлюють, попередньо закріплену в осьовому пазу правої втулки 5, полосу 16 в напрямний ролик 15. Після цих підготовчих операцій включають головний привід верстату і патрон 1, з оправою 2, повертається. При цьому починає здійснюватися технологічний процес формоутворення гвинтової спіралі 17 зі смуги 16 обертовою формувальною втулкою 12. В процесі формоутворення гвинтової спіралі 17 права втулка 5 переміщається в осьовому напрямку вправо, стискаючи пружину стиснення 7. Після завершення процесу навивання спіралі 17 вимикають головний рух



токарного верстату, відводять в крайнє праве положення задню бабку і супорт з обертовою втулкою (рис. 1,г). Далі проводять відгвинчування гайки 10 оправи 2 з метою послаблення і зняття пружини 7 і, відповідно, знімають навиту спіраль 17 з оправи 2.

На даний час проведено ряд експериментальних досліджень по навиванню спіралей шнеків при використанні технології навивання по зовнішній поверхні обертовою втулкою. Отримані спіралі шнеків (рис. 4) при проведенні досліджень підтвердили дієвість та ефективність розробленого способу навивання спіралей шнеків і необхідність у подальших дослідженнях даної технології.



Рис. 4 – Навиті спіралі шнеків

**Висновок.** Обґрунтовано новий спосіб навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки. Сконструйовано, виготовлено та апробовано експериментальне оснащення для проведення досліджень даного способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів. Проведені експериментальні дослідження показали дієвість та ефективність розробленого способу навивання спіралей шнеків і необхідність у подальших дослідженнях даної технології.

### Список використаних джерел

1. Васильків В.В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.08 / Василь Васильович Васильків; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2015. – 312 с.
2. Гевко Б. М. Технологія виготовлення спіралей шнеков / Б. М. Гевко. – Львів : Вища школа, 1986. – 128 с.
3. Гевко Ів. Синтез способів навивання гвинтових заготовок [Текст] / Ів. Гевко, О. Катрич // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2015. – Том 80. – № 4. – Ст. 153-160.
4. Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Круглик О.А. Синтез способів навивання спіралей шнеків. Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади» Випуск 12, ЛНТУ. Луцьк, 2018, С. 39-47.
5. Драган А.П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис... канд. техн. наук:

- 05.02.08 / Драган Андрій Петрович; Тернопільський держ. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Т., 2007. – 198 с.
6. Дячун А.Є. Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення профільних гвинтових заготовок: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Дячун Андрій Євгенович; ТДТУ ім. І. Пулюя. – Т., 2008. – 208 с.
  7. Ляшук О.Л. Технологічне забезпечення виготовлення деталей типу тіл обертання з профільного прокату: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.08 / Ляшук Олег Леонтійович; Тернопільський державний технічний університет. – Тернопіль, 2006. – 21 с.
  8. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів / Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 278 с.
  9. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Михайло Ількович Пилипець; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2002. – 445 с.
  10. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко та ін.]. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.
  11. Feasibility study of the method choice of manufacturing screw cleaning elements with the development and use of software. Acta Technologica Agriculturae // [Roman Rogatinskiy, Ivan Hevko, Andriy Gypka, Oksana Garmatyk, Sergiy Martsenko] // Nitra, Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae, 2017. - № 2, P. 36-41.
  12. Hevko. I.B., Dyachun A.Ye., Lyashuk O.L., Martsenko S.V., Gypka A.B. Research the force parameters of forming the screw cleaning elements. INMATEH - Agricultural Engineering. Polytechnic University of Bucharest, 2016, - Vol. 49, № 2, с.77-82.

## Аннотация

### СПОСОБ НАВИВКИ СПИРАЛЕЙ ШНЕКОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Гевко И.Б., Круглик О.А., Гудь В.З., Дубиньяк Т.С.

*Обоснованно новый способ навивки спиралей шнеков с помощью вращающейся втулки. Сконструировано, изготовлено и апробировано экспериментальное оснащение для проведения исследований данного способа навивки спиралей шнеков рабочих органов сельскохозяйственных машин и механизмов.*

## Abstract

### METHOD OF DETERMINING SPIRALS OF SLEEVES OF WORKING ORGANS OF AGRICULTURAL MACHINES AND MECHANISMS

Iv. Gevko, A. Kruglik, V. Hud, T. Dubiniyak

*A new way of helping screw helix with a rotating sleeve is substantiated. The experimental equipment for conducting researches of this method of drilling spirals of screws of working bodies of agricultural machines and mechanisms was designed, manufactured and tested.*

## РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ БАГАТОШАРОВОГО ОСКЛІННЯ СПЕЦІАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

**Сметанкіна Н.В., д.т.н., проф.**

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України*

**Бредихін В.В., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Запропоновано метод розрахунку міцності багатошарового оскління транспортних засобів при теплових навантаженнях, які виникають внаслідок техногенних аварій. Багатошарове оскління розглядається як багатошарова пластина, яка зібрана з ізотропних шарів сталі товщини. Модель оскління базується на уточненій теорії багатошарових пластин. Вона враховує деформації поперечного зсуву в кожному шарі. Задача розв'язується на основі методу занурення та зводиться до інтегрування системи інтегродиференціальних сингулярних рівнянь. Метод базується на прийомі занурення складної області в область канонічної форми. Як допоміжна обирається шарнірно оперта прямокутна пластина. Тоді розв'язок вихідної задачі можна записати у вигляді розвинень у тригонометричні ряди. Щоб реалізувати задані граничні умови, до допоміжної пластини прикладаються розподілені додаткові навантаження. З умови задоволення вихідних граничних умов формується система інтегральних рівнянь для визначення невідомих додаткових навантажень. Система розв'язується шляхом розвинення шуканих функцій у тригонометричні ряди в допоміжній області та  $d$  ряд уздовж контуру вихідної пластини.*

*Температурні впливи одержано в результаті розв'язання задачі теплопровідності для багатошарової пластини. На бічній поверхні пластини підтримується нульова температура. На зовнішніх поверхнях відбувається конвективний теплообмін, а на границях контакту шарів розташовані плівкові джерела тепла. Розподіл температури вздовж товщини кожного шару описано за допомогою ортонормованих поліномів Лежандра. Задача зводиться до інтегрування системи диференціальних рівнянь модифікованим методом Тейлора.*

*Проведено чисельне дослідження тришарового оскління деяких типів спецтехніки щодо їх відповідності вимогам безпеки та надійності. Запропонований підхід може бути використаний при проектуванні безпечного багатошарового оскління різних транспортних засобів в умовах експлуатаційних та аварійних термосилових навантажень.*

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Забезпечення ефективної й безпечної експлуатації спецтехніки МНС є однією з найважливіших проблем

при ліквідації наслідків техногенних аварій. Одна із складових цієї проблеми – забезпечення міцності оскління кабін основних та спеціальних пожежних автомобілів, оскільки воно є однією з найбільш уразливих частин техніки.

Характерними рисами експлуатації спецтехніки МНС є робота поблизу пожеж та вибухонебезпечних об'єктів, що може привести до дії на елементи конструкцій значних силових та температурних впливів. Особливо небезпечною є робота поруч із вибухонебезпечними об'єктами, оскільки під час вибуху на спецтехніку діють короточасні навантаження великої інтенсивності [1].

Пожежні автомобілі призначені для доставки особового складу до місця виклику, гасіння пожеж, проведення рятувальних робіт, а також для подачі до місця пожежі вогнегасних речовин [2]. Як правило, пожежні автомобілі виробляються на базі шасі існуючих вантажівок (КАМАЗ, ЗІЛ, МАЗ, КрАЗ).

До основних груп спецтехніки належать армійські автомобілі багатоцільового призначення, спеціальні колісні шасі і гусеничні транспортери-тягачі.

По площі оскління займає значну поверхню кабін 1,8-2,6 м<sup>2</sup>. На багатоцільових автомобілях, як правило, присутні по два великих вітрових вікна, розділених центральною стійкою віконного прорізу, від одного до трьох вікон задньої панелі, два опускні стекла вікон дверей і квартирки дверей.

Деякі моделі гусеничних транспортерів-тягачів мають конструкцію оскління аналогічну багатоцільовим автомобілям, але з меншими розмірами вікон і більш твердими прорізами за рахунок збільшеної товщини обшивань корпусу кабіни.

Температурні навантаження, за яких проводяться випробування скла, регламентуються різними нормативними документами [3–5].

**Аналіз публікацій за темою дослідження.** Практична робота зі створення захисного оскління транспортних засобів привела до створення ГОСТ Р 51136-2008 [3]. Стандарт на безпечні багатошарові й загартовані стекла для засобів наземного транспорту регламентується ГОСТ 5727-88 [4]. Він поширюється на склопакети для наземного транспорту, призначені для безпечного оскління автомобілів, автобусів, тролейбусів, вагонів поїздів, трамваїв, метрополітену, тракторів, сільськогосподарських, будівельних і дорожньо-будівельних машин. При цьому методи дослідження міцності оскління засновані на емпіричних даних і спрощених моделях [5].

Таким чином, розробка методів розрахунку термопружності оскління спецтехніки МНС при впливі теплових навантажень при гасінні пожеж є актуальною проблемою.

Отже, **невирішеною проблемою** є розробка ефективних методів розрахунку безпечного багатошарового оскління при нестационарних теплових навантаженнях.

**Мета статті.** Метою роботи є розробка методів розрахунку теплового та термопружного стану багатошарового оскління спецтехніки при впливі нестационарних температурних полів.

**Метод розрахунку температурних полів у шарах багатошарового оскління.** Найчастіше в кабінах використовуються плоскі стекла. Оскління кабін виконується із загартованих одношарових стекол (сталініту) чи

тришарових (триплекса). Закріплення вітрових стекол і стекол задньої панелі в прорізах здійснюється за допомогою гумового ущільнювача, що фіксується по периметру закладення замком із полімерного матеріалу чи гуми, що дозволяє розглядати елементи оскління як шарнірно оперті пластини.

Багатошарове оскління спецтехніки МНС розглядається як багатошарова пластина з неканонічною формою плану, яка зібрана із  $I$  шарів постійної товщини  $h_i (i = \overline{1, I})$  (рис. 1). Пластина віднесена до декартової системи координат, що зв'язана з зовнішньою поверхнею першого шару.

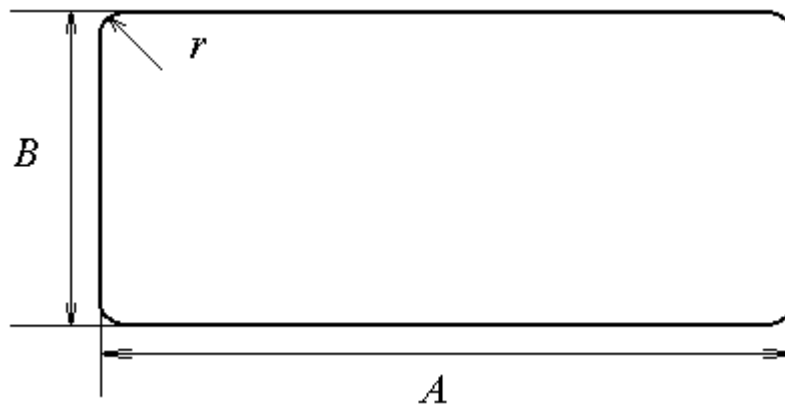


Рис. 1 – Елемент оскління

Координатна площина зв'язана з зовнішньою поверхнею першого шару. У цій площині пластина займає область  $\Omega^*$ , обмежену контуром  $L$

$$L: x_L = x(s), y_L = y(s),$$

де:  $s$  – поточна довжина дуги.

Верхня і нижня поверхні пластини позначені як  $\Omega_0$  і  $\Omega_I$ , бічна поверхня –  $\Omega_L$ , причому  $\Omega = \Omega_0$ ,  $\Omega_L = \sum_{i=1}^I \Omega_L^i$ ,  $i = \overline{1, I}$ . На поверхнях пластини відбувається конвективний теплообмін. Пластина містить плівкові джерела тепла  $q_\Omega^i = q_\Omega^i(x, y, \tau)$ , які займають область  $\Omega_q^i$ .

Рівняння теплопровідності і граничні умови на зовнішніх поверхнях багатошарової пластини виходять з варіаційного рівняння теплового балансу [6]

$$\frac{\partial T^i}{\partial \tau} = \nu_i \Delta T^i + \frac{q^i}{c_i \rho_i}, \quad i = \overline{1, I}, \quad (1)$$

$$-\chi_1^1 k_1 \frac{\partial T^1}{\partial z} + \chi_2^1 H_1 (T^1 - T_e) = 0, \quad (x, y, z) \in \Omega_0, \quad (2)$$

$$\chi_1^I k_I \frac{\partial T^I}{\partial z} + \chi_2^I H_I (T^I - T_H) = 0, \quad (x, y, z) \in \Omega_I. \quad (3)$$

де:  $T^i = T^i(x, y, z, \tau)$  – температура;  $\tau$  – час;  $\nu_i = k_i / (\rho_i c_i)$  – коефіцієнт температуропровідності  $i$ -го шару;  $k_i$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $i$ -го шару;  $\rho_i$  – щільність матеріалу шару;  $c_i$  – теплоємність шару;  $H_1$  і  $H_I$  – коефіцієнти конвективного теплообміну верхній і нижній поверхнях пластини, відповідно;  $T_g$  і  $T_H$  – температура середовища на границі з бічною, верхньою і нижньою поверхнями;  $q^i = q^i(x, y, z, \tau)$  – інтенсивність  $i$ -го внутрішнього джерела тепла.

Коефіцієнти  $\chi_1^1$ ,  $\chi_2^1$ ,  $\chi_1^I$  і  $\chi_2^I$  дозволяють моделювати задані граничні умови.

На границі контакту шарів  $z = \delta_i$   $\left( \delta_i = \sum_{j=1}^i h_j, i = \overline{1, I-1} \right)$  виконуються умови

$$\begin{aligned} k_i \frac{\partial T^i}{\partial z} - k_{i+1} \frac{\partial T^{i+1}}{\partial z} - q_\Omega^i &= 0, \\ T^i &= T^{i+1}, \quad i = \overline{1, I-1}, \end{aligned} \quad (4)$$

де:  $q_\Omega^i = q_\Omega^i(x, y, \tau)$  – інтенсивність  $i$ -го плівкового джерела тепла, розташованого на границі контакту сусідніх шарів.

Для того щоб тривимірну задачу теплопровідності звести до двовірної задачі, температура в шарах  $T^i$  і на бічній поверхні  $T_L^i$ , а також питомі потужності  $q^i$  внутрішніх джерел тепла подаються у вигляді розвинень у ряди по поліномах Лежандра [7]

$$T^i(x, y, z, \tau) = \sum_{r=0}^{\infty} T_r^i(x, y, \tau) f_r^i(z), \quad (x, y) \in \Omega, \quad z \in [\delta_{i-1}, \delta_i], \quad (5)$$

$$T_L^i(x, y, z, \tau) = \sum_{r=0}^{\infty} T_{Lr}^i(x, y, \tau) f_r^i(z), \quad (x, y) \in L, \quad (6)$$

$$q^i(x, y, z, \tau) = \sum_{r=0}^{\infty} q_r^i(x, y, \tau) f_r^i(z), \quad (x, y) \in \Omega_L^i, \quad (7)$$

де

$$T_r^i = \int_{\delta_{i-1}}^{\delta_i} T^i f_r^i dz, \quad T_{Lr}^i = \int_{\delta_{i-1}}^{\delta_i} T_L^i f_r^i dz, \quad q_r^i = \int_{\delta_{i-1}}^{\delta_i} q^i f_r^i dz;$$

$f_r^i(z)$  – поліном Лежандра степеня  $r$ ,  $r = \overline{1, r^*}$ ;  $r^*$  – кількість членів ряду, утримуваних у розвиненнях.

З урахуванням розкладання (5) умови (2)–(3) утворюють систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$[\mathbf{A}] \bar{\mathbf{T}} = [\mathbf{B}] \tilde{\mathbf{T}} + \mathbf{D}, \quad (8)$$

Система (8) дозволяє виразити коефіцієнти  $T_1^i$  і  $T_2^i$  через коефіцієнти  $T_0^i$

$$\bar{\mathbf{T}} = [\mathbf{A}]^{-1}([\mathbf{B}] \tilde{\mathbf{T}} + \mathbf{D}). \quad (9)$$

Звідси

$$T_1^i = \sum_{j=1}^l \xi_j^{2i-1} T_0^j + \psi^{2i-1}, \quad T_2^i = \sum_{j=1}^l \xi_j^{2i} T_0^j + \psi^{2i}, \quad (10)$$

де:  $\xi_j^{2i-1}$ ,  $\xi_j^{2i}$ ,  $\psi^{2i-1}$  і  $\psi^{2i}$  – константи, отримані в результаті чисельних перетворень (9);

$$[\xi] = [\mathbf{A}]^{-1}[\mathbf{B}], \quad \psi = [\mathbf{A}]^{-1}\mathbf{D}.$$

З урахуванням рівностей (10) розподіл температури в шарах пластини (5) можна записати у вигляді

$$T^i(x, y, z, t) = \sum_{j=1}^l [(\delta_{ij} f_0^i + \xi_j^{2i-1} f_1^i + \xi_j^{2i} f_2^i) T_0^j] + (\psi^{2i-1} f_1^i + \psi^{2i} f_2^i). \quad (11)$$

Метод розв'язання системи (1)–(4) полягає у наступному [6]. Вихідна багат шарова пластина довільної форми в плані занурюється в допоміжну багат шарову прямокутну охоплюючу пластину з нульовими умовами на контурі і з тією ж композицією шарів. Щоб забезпечити виконання реальних граничних умов, до допоміжної пластини по сліду границі  $L$  додаються додаткові компенсуючі джерела, які входять у рівняння теплопровідності (1) в інтегральному вигляді. Задоволення граничним умовам на сліді контуру  $L$  приводить до системи інтегральних рівнянь для визначення розподілів компенсуючих джерел. Далі функції температури (11) і внутрішніх джерел (7) розвиваються в тригонометричні ряди по функціях, що задовольняють граничним умовам прямокутної пластини, а також функції температури (6), що входять у граничні умови вихідної пластини, розкладаються в ряд уздовж сліду контуру  $L$  [6, 8]. Після визначення інтенсивностей компенсуючих джерел, обчислюються значення температур у шарах пластини. Далі розв'язується задача термопружності багат шарових пластин під дією отриманих температурних полів.

**2. Метод розрахунку термопружного стану багат шарового оскління спецтехніки МНС при температурних впливах.** Також розглядається багат шарова пластина, яка зібрана із шарів постійної товщини та віднесена до декартової системи координат, що зв'язана з зовнішньою поверхнею першого

шару (див. рис. 1). На пластину діє розподілене навантаження  $\mathbf{Q} = \mathbf{Q}(x, y)$ , яке прикладене по площадці  $\Omega_q \subset \Omega$ . Поведінка пластини описується в рамках уточненої теорії Э.І. Григолюка-П.П. Чулкова [6].

У рамках обраної теорії вважаємо, у межах кожного шару враховуються деформації поперечного зсуву й інерції обертання нормального елемента. Контакт між шарами виключає їх розшаровування і взаємне проковзування. Для пакета шарів справедлива гіпотеза ламаної лінії. З урахуванням цих кінематичних гіпотез переміщення точки  $i$ -го шару мають вигляд

$$u^i = u + \sum_{j=1}^{i-1} h_j \psi_x^j + (z - \delta_{i-1}) \psi_x^i, \quad v^i = v + \sum_{j=1}^{i-1} h_j \psi_y^j + (z - \delta_{i-1}) \psi_y^i,$$

$$w^i = w, \quad \delta_i = \sum_{j=1}^i h_j, \quad \delta_{i-1} \leq z \leq \delta_i, \quad i = \overline{1, I},$$

де:  $u = u(x, y, t)$ ,  $v = v(x, y, t)$ ,  $w = w(x, y, t)$  – переміщення точки координатної площини в напрямку координатних осей;  $\psi_x^i = \psi_x^i(x, y, t)$ ,  $\psi_y^i = \psi_y^i(x, y, t)$  – кути повороту нормального елемента в  $i$ -му шарі навколо осей  $Ox$  і  $Oy$ ;  $h_i$  – товщина  $i$ -го шару;  $I$  – число шарів.

Деформації шарів визначаються відповідно до формул Коші. Напруження і деформації в  $i$ -му шарі зв'язані законом Гука.

Рівняння рівноваги багатошарової пластини, а також відповідні граничні умови одержані на основі варіаційного принципу Лагранжа

$$\delta\Pi - \delta F = 0.$$

Система рівнянь рівноваги має вигляд

$$\sum_{i=1}^I (N_{x,x}^i + N_{yx,y}^i - N_{T,x}^i) + q_1 = 0, \quad \sum_{i=1}^I (N_{xy,x}^i + N_{y,y}^i - N_{T,y}^i) + q_2 = 0,$$

$$\sum_{i=1}^I (Q_{x,x}^i + Q_{y,y}^i) + q_3 = 0,$$

$$h_i \sum_{j=i}^{I-1} (N_{x,x}^{j+1} + N_{yx,y}^{j+1} - N_{T,x}^{j+1}) + M_{x,x}^i + M_{yx,y}^i - Q_x^i - M_{T,x}^i + q_{3+i} = 0,$$

$$h_i \sum_{j=i}^{I-1} (N_{y,y}^{j+1} + N_{xy,x}^{j+1} - N_{T,y}^{j+1}) + M_{y,y}^i + M_{xy,x}^i - Q_y^i - M_{T,y}^i + q_{3+I+i} = 0. \quad (12)$$

Граничні умови на границі  $L$  записуються в такий спосіб:

$$\varsigma_{11} N_n + \varsigma_{21} u_n = 0, \quad \varsigma_{12} N_s + \varsigma_{22} u_s = 0, \quad \varsigma_{13} Q_n + \varsigma_{23} w = 0, \quad \varsigma_{13+i} \tilde{M}_n^i + \varsigma_{23+i} \psi_n^i = 0,$$

$$\varsigma_{13+I+i} M_s^i + \varsigma_{23+I+i} \psi_s^i = 0, \quad i = \overline{1, I}, \quad x, y \in L, \quad (13)$$



де:  $u_n, u_s$  – переміщення точок контуру координатної площини в напрямку нормалі і дотичної до границі  $L$ , відповідно;  $\psi_n^i, \psi_s^i$  – кути повороту нормального елемента в  $i$ -му шарі щодо дотичної і нормалі до границі  $L$ , відповідно;

Коефіцієнти  $\varsigma_{lk}$  ( $k=1, 2I+3, l=1, 2$ ) дозволяють моделювати конкретні граничні умови на границі  $L$ . Наприклад, у випадку шарнірного опирання

$$\begin{aligned} \varsigma_{11} = \varsigma_{22} = \varsigma_{23} = \varsigma_{13+i} = \varsigma_{23+I+i} = 1, \\ \varsigma_{21} = \varsigma_{12} = \varsigma_{13} = \varsigma_{23+i} = \varsigma_{13+I+i} = 0, \quad i = \overline{1, I}. \end{aligned}$$

Система рівнянь (12) може бути подана в переміщеннях у наступній формі:

$$[\Lambda]U = Q^T - Q. \quad (14)$$

Тут  $U$  – вектор переміщень;

$$\begin{aligned} q_1^T = \sum_{i=1}^I N_{T,x}^i, \quad q_2^T = \sum_{i=1}^I N_{T,y}^i, \quad q_3^T = 0, \\ q_{3+i}^T = h_i \sum_{j=i}^{I-1} N_{T,x}^{j+1} + M_{T,x}^i, \quad q_{3+I+i}^T = h_i \sum_{j=i}^{I-1} N_{T,y}^{j+1} + M_{T,y}^i. \end{aligned}$$

Розв'язання поставленої задачі (12)–(14) є аналогічним розв'язанню задачі теплопровідності. Вихідна пластина занурюється в допоміжну прямокутну шарнірно оперту пластину. Таким чином, задача про деформування заданої пластини  $\Omega^*$  під дією силового  $Q$  і теплового  $Q^T$  навантаження зводиться до задачі про деформування допоміжної пластини під дією навантажень  $Q$  і  $Q^T$ , а також компенсуючих зусиль і моментів [6]. Далі переміщення  $U$ , задані і компенсуючі навантаження, які входять у систему (12)–(14), розвиваються в тригонометричні ряди по функціях, що задовольняють умови шарнірного опирання прямокутної пластини.

**Аналіз результатів чисельних досліджень.** Температура, яка виникає при лісових пожежах дорівнює 100–930 °С [9]. При пожежах на нафтобазах, підприємствах хімічної та нафтохімічної промисловості температура підвищується до 2000 °С [10].

Встановлено, що температура руйнування багат шарового оскління становить 350 °С. Якщо температура вище, то треба застосовувати спеціальні пожежні танки або багатоцільові легкі броньовані тягачи, у яких склоблоки обладнані броньовими кришками. При цьому спостереження за дорогою механіком-водієм ведеться через оглядові пристрої.

Розрахунок температурних полів проведено на прикладі вітрових стекол деяких типів спецтехніки (табл. 1).

Таблиця 1 – Геометричні характеристики стекол

Тип спецтехніки	АхВ, мм
КамАЗ - 5320	1024х662
Урал - 432	788х384
КрАЗ - 260	855х563

Розглянуті тришарові композиції  $h_1^*$  (2)  $h_3^*$ . Шари мають такі теплофізичні характеристики:  $k_i = 1,61 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ ,  $c_i = 750 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$ ,  $\rho_i = 2500 \text{ кг/м}^3$  ( $i = 1,3$ ),  $k_i = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ ,  $c_i = 1500 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$ ,  $\rho_i = 1200 \text{ кг/м}^3$  ( $i = 2$ ).

Коефіцієнти конвективного теплообміну та температура зовнішнього середовища:  $H_1 = 80 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}$ ,  $H_3 = 25 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}$ ,  $T_s = 350 \text{ °C}$ ,  $T_e = 20 \text{ °C}$ .

Механічні характеристики шарів є такими:  $E_i = 6,8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ ,  $\nu_i = 0,22$ ,  $\alpha_T^i = 9 \cdot 10^{-6} \text{ °C}^{-1}$  ( $i = 1,3$ );  $E_i = 2,8 \cdot 10^2 \text{ МПа}$ ,  $\nu_i = 0,38$ ,  $\alpha_T^i = 8,3 \cdot 10^{-5} \text{ °C}^{-1}$  ( $i = 2$ ).

Результати розрахунку температури на зовнішніх поверхнях оскління та найбільші значення температурних напружень подані у табл. 2.

Таблиця 2 – Значення температури та напружень у шарах оскління

Тип спец-техніки	Композиція $h_1^*$ (2) $h_3^*$ , мм	Температура на поверхнях оскління, °C	Найбільші напруження у шарах, МПа
КамАЗ-5320	5 (2) 5	296/190	145
Урал-432	3 (2) 3	294/198	166
КрАЗ-260	3 (2) 5	295/196	144

З табл. 2 видно, що температура у склі для всіх типів спецтехніки при розглянутих умовах не перевищує температури руйнування. При цьому максимальні значення напружень перевищують допустимі значення. Тому під час гасіння пожеж необхідно встановлювати безпечну відстань, за якої кожен тип спецтехніки в цілому витримає теплове навантаження.

**Висновки й перспективи подальших досліджень.** На основі уточненої теорії першого порядку розроблено аналітико-чисельний метод розрахунку на міцність оскління спецтехніки МНС при впливі нестационарних теплових навантажень. Досліджено температури та напруження у шарах багатошарового оскління при підвищених температурних навантаженнях. Встановлено, що під час гасіння пожеж є необхідність встановлювати безпечну відстань, за якої оскління та інші вузли машин спецтехніки витримують температурні навантаження. Запропонований підхід може бути використаний при проектуванні багатошарового оскління спецтехніки МНС при екстремальних навантаженнях, що виникають під час техногенних аварій.

### Список використаних джерел

1. Бруль С.Т. К вопросу о моделировании воздействия ударной волны на корпус боевой машины / С.Т. Бруль, А.Ю. Васильев //Вісник НТУ «ХПІ» Машиноведение и САПР – Харків:НТУ «ХПІ», 2005. – №53. – С.29-34
2. ГОСТ Р 53247-2009 Техника пожарная. Пожарные автомобили.

- Классификация, типы и обозначения. Утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 18 февраля 2009 г. N 18-ст. – 5 с.
3. ГОСТ Р 51136-2008. Стекла защитные многослойные. Общие технические условия. Принято и введено в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 29 сентября 2008 г. № 222-ст – 15 с.
  4. ГОСТ 5727–88. Стекло безопасное для наземного транспорта. Общие технические условия. Принято и введено в действие Постановлением Госстандарта России от 27.08.2001 N 353-ст – 5 с.
  5. Голяков В.И. Метод расчета взрывозащитного остекления / В.И. Голяков, А.А. Дайлов, В.А. Кишкин // Системы безопасности.– 2004.– № 4.– С. 26-27.
  6. Сметанкина Н.В. Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек: монография. / Н.В. Сметанкина. – Харьков: Міськдрук, 2011.– 376 с.
  7. Сметанкіна Н.В. Термопружне деформування шаруватих оболонок складної форми / Н.В. Сметанкіна // Вісник Запорізького національного університету. Фізико-математичні науки. – 2017.– № 1.– С. 312-319.
  8. Smetankina N.V. Dynamic response of an elliptic plate to impact loading. Theory and experiment / N.V. Smetankina, A.N. Shupikov, S.Yu. Sotrikhin, V.G. Yareschenko // International Journal of Impact Engineering.– 2007.– Vol. 34, N 2.– P. 264-276.
  9. Валендик Э.Н. Влияние пожаров на устойчивость хвойных пород / Э.Н. Валендик, А.И. Сухинин, А.И. Косов. – Красноярск , 2006. – 96 с.
  10. Шебеко Ю.Н. Обеспечение пожарной безопасности резервуарного парка хранения нефтепродуктов, расположенного вблизи жилых и общественных зданий / Ю.Н. Шебеко, И.А. Болодьян, Д.М. Гордиенко, Ю.И. Дешевых // Пожарная безопасность.– 2009.– № 2.– С. 33–41.

## Аннотация

### РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ МНОГОСЛОЙНОГО ОСТЕКЛЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЖЕНИЯХ

Сметанкина Н.В., Бредихин В.В.

*Предложен метод расчета прочности многослойного остекления транспортных средств при тепловых нагрузках, которые возникают в результате техногенных аварий. Многослойное остекление рассматривается как многослойная пластина, которая собрана из изотропных слоев постоянной толщины. Модель остекления базируется на уточненной теории многослойных пластин. Она учитывает деформации поперечного сдвига в каждом слое. Задача решается на основе метода погружения и сводится к интегрированию системы интегро-дифференциальных сингулярных уравнений. Метод основан на приеме погружения сложной области в область канонической формы. В качестве вспомогательной выбирается шарнирно опертая прямоугольная пластина. Тогда решение исходной задачи можно записать в виде разложений в тригонометрические ряды. Чтобы реализовать заданные граничные условия, к вспомогательной пластине прикладываются распределенные дополнительные нагрузки. Из условия удовлетворения исходным граничным*

условиям формируется система интегральных уравнений для определения неизвестных дополнительных нагрузок. Система решается путем разложения искомых функций в тригонометрические ряды во вспомогательной области и в ряд вдоль контура исходной пластины.

Температурные воздействия получены в результате решения задачи теплопроводности для многослойной пластины. На боковой поверхности пластины поддерживается нулевая температура. На внешних поверхностях происходит конвективный теплообмен, а на границах контакта слоев расположены пленочные источники тепла. Распределение температуры вдоль толщины каждого слоя описано с помощью ортонормированных полиномов Лежандра. Задача сводится к интегрированию системы дифференциальных уравнений модифицированным методом Тейлора.

Проведено численное исследование трехслойного остекления некоторых типов спецтехники на их соответствие требованиям безопасности и надежности. Предложенный подход может быть использован при проектировании безопасного многослойного остекления различных транспортных средств в условиях эксплуатационных и аварийных термосиловых нагрузок.

## **Abstract**

### **CALCULATION OF MULTILAYER GLAZING OF SPECIAL EQUIPMENT AT NON-STATIONARY THERMAL LOADS**

Smetankina N.V., Bredikhin V.V.

*The method for calculation of strength of a multilayer glazing of vehicles at thermal loads that arise as a result of man-made accidents is proposed. Multilayer glazing is considered as a multilayer plate which is assembled from isotropic layers of constant thickness. The glazing model is based on the refined theory of multilayer plates. It takes into account the deformation of the transverse shear in each layer. The problem is solved on the basis of an immersion method and is reduced to integration of the system of integral-differential singular equations. The method is based on immersion of a complex domain into a canonical form. As an auxiliary, a simply supported rectangular plate is selected. Then the solution of the original problem can be written in the form of expansions into trigonometric series. To implement the specified boundary conditions, distributed additional loads are applied to the auxiliary plate. From the condition of satisfaction of the given boundary conditions, a system of integral equations is formed for the determination of unknown additional loads. The system is solved by developing the sought-for functions into the trigonometric series in the auxiliary domain and in a row along the contour of the given plate.*

*Temperature effects are obtained by solving the heat conduction problem for a multilayer plate. The temperature on the side surface of the plate is zero. Convective heat transfer occurs on outer surfaces of the plate; on layers' interfaces film heat sources are arranged. Distribution of temperature along width each layer is presented by means of the Legendre orthonormalized polynomials. The problem is reduced to integration of a system of differential equations by modified Taylor's method.*

*A numerical study of the three-layer glazing of some types of special equipment has been carried out on their compliance with the requirements of safety and reliability. The proposed approach can be used in the design of safe multilayer glazing of various vehicles in terms of operational and emergency thermal loads.*

## КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ НА ВИБРАЦИОННЫХ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

Лукьяненко В.М., к.т.н., доц., Лукьяненко А.В., ст.преп.,  
Никифоров А.А., ст. преп., Никифорова А.П., асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Проведен анализ мероприятий по интенсификации процесса сепарирования семенных смесей на вибрационных неперфорированных плоскостях и разработан четырехблочный рабочий орган, позволяющий существенно увеличить производительность и качество разделения семенных смесей на вибрационных семяочистительных машинах.*

**Постановка задачи.** Решение проблемы повышения качества семян связано с созданием новых высокоэффективных машин для их очистки и сортирования.

К таким машинам можно с уверенностью отнести вибрационные семяочистительные машины. Эти машины осуществляют разделение по комплексу физико-механических свойств на неперфорированных шероховатых плоскостях. Они имеют очень высокую разделяющую способность и используются на заключительной стадии подготовки семенного материала, как правило, мелкосеменных культур.

Одной из причин, которая сдерживают внедрение вибрационных семяочистительных машин в сельскохозяйственное производство, прежде всего, есть их недостаточная производительность.

**Анализ последних исследований.** Традиционным путем повышения производительности любой машины есть простое увеличение количества рабочих органов, которые осуществляют одинаковые технологические процессы параллельно.

Повышение количества сепарирующих поверхностей с одним углом наклона (продольным) возможно, как путем скрепления последних одна над другой в блоки [1], так и выполнение сепарирующих поверхностей в виде радиальных каналов конуса [2].

Увеличение количества сепарирующих поверхностей, имеющих наклон в двух плоскостях (продольной и поперечной), возможно только за счет скрепления их в блоки [1, 3, 4].

**Цель исследований.** Разработка конструктивных мероприятий по интенсификации процесса сепарирования семенных смесей на вибрационных семяочистительных машинах, рабочим органом которых являются наклонные фрикционные неперфорированные плоскости, которые бы позволили в разы увеличить их производительность.

**Результаты исследований.** Обязательным условием работы блочной вибрационной семяочистительной машины есть прохождение линии действия колебательных сил через центр масс вибростола (рис. 1) [1, 5].

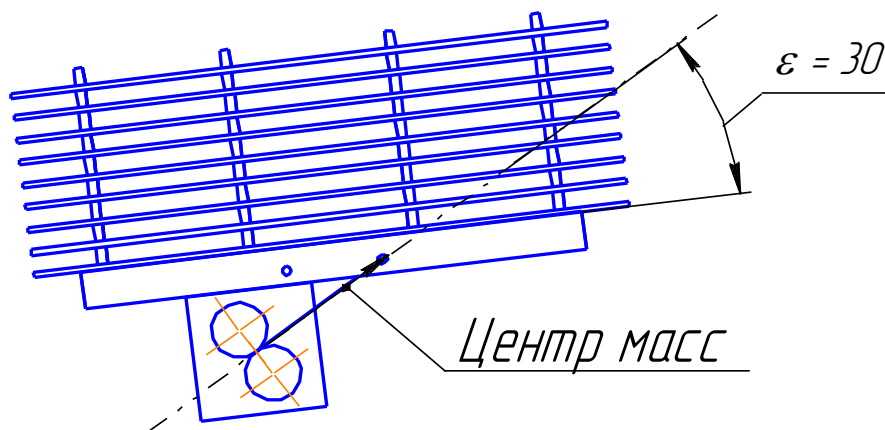


Рис. 1 – Условие обеспечения идентичности колебаний

Для выполнения вышеизложенного условия и обеспечения угла направленности колебаний в  $30^\circ$  необходимо сместить вибровозбудитель вдоль продольной оси, что ограничивается конструкцией машины (рис. 2). При такой компоновке машина может иметь до 10 сепарирующих плоскостей в блоке.

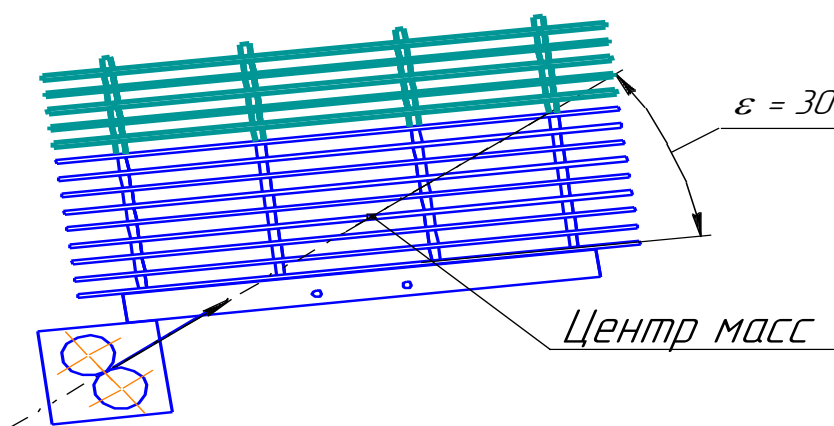


Рис. 2 – Обеспечения идентичности колебаний при увеличении количества плоскостей

Возникающая, при увеличении количества рабочих плоскостей в колеблющемся блоке, проблема рассогласования амплитуд и направленности колебаний рабочих плоскостей из-за смещения центра тяжести колеблющейся части машины решена за счёт разработки самоцентрирующейся модульной конструкции рабочего органа колебательной системы.

Для реализации принципа совмещения направления действия возбуждающей силы с центром масс колебательной системы был использован способ разработки модульных вибрационных семяочистительных машин [6].

В предлагаемой конструкции в центре масс промежуточной рамы жестко закрепляется вибровозбудитель без возможности его смещения (при наладке

машины). Промежуточная рама с помощью упругой подвески монтируется на основной раме вибромашины. Все модули рабочего органа изготавливают тождественными (идентичными) по форме, размерам, массе и закрепляют на промежуточной раме эквидистантно вибровозбудителю.

При таком способе разработки модульных вибрационных сеяноочистительных машин вибровозбудитель обеспечивает при работе одинаковую амплитуду колебаний по всем сепарирующим плоскостям всех модулей при условии достаточной жесткости поворотной рамы машины. Это обеспечивает высокое качество сепарации семенных смесей. Кроме того, отпадает необходимость регулировать равномерность амплитуды колебаний сепарирующих плоскостей, что значительно упрощает подготовку машин к работе и уменьшает ее трудоемкость.

При такой конструкции рабочего органа машины есть возможность изменять количество модулей рабочего органа сеяноочистительной машины, даже в условиях эксплуатации, без изменения эффективности ее работы.

Использование данного способа разработки модульных вибрационных сеяноочистительных машин позволило выбрать конструкцию рабочего органа машины (рис. 3).

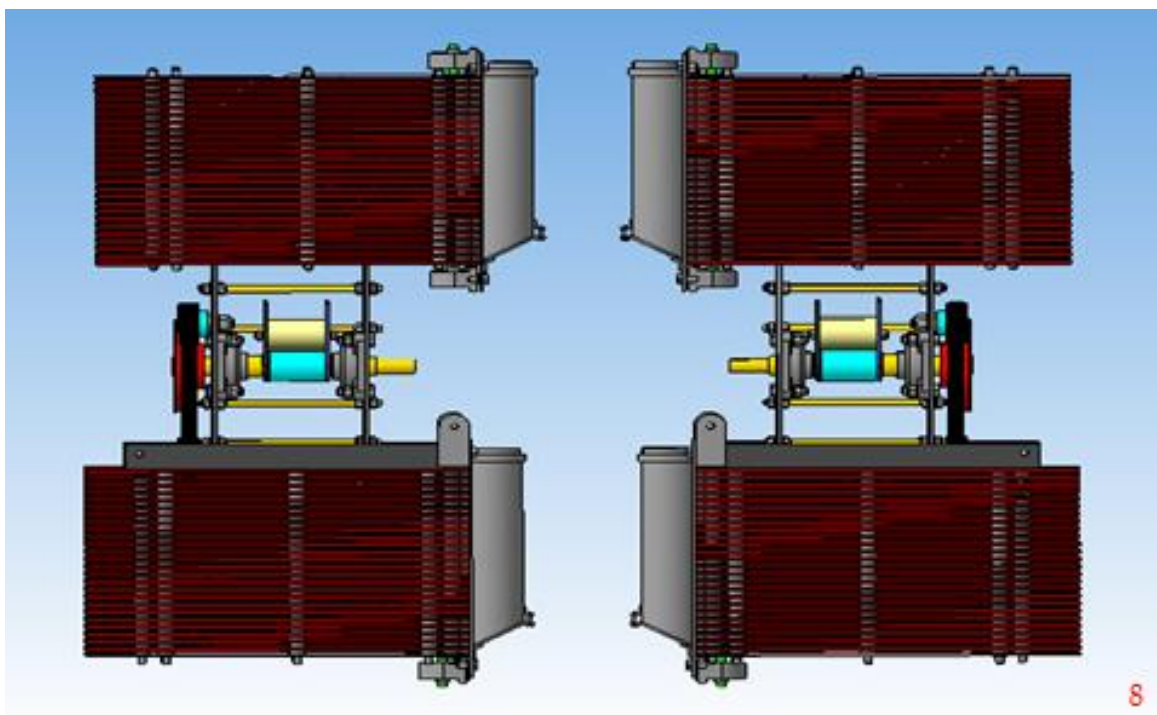


Рис. 3 - Конструктивная схема рабочего органа вибрационной сеяноочистительной машины

Рабочий орган состоит из четырех блоков по 25 сепарирующих плоскостей в каждом блоке. Такое резкое увеличение количества плоскостей стало возможным из-за того, что при одновременном их увеличении в верхних и нижних блоках центр масс колеблющейся части не изменяет своего положения, значит, и идентичность колебаний при этом не нарушается.

Установка дополнительных блоков плоскостей ниже вибровозбудителей, причем так, чтобы общий центр масс вибростола располагался посередине

отрезка, соединяющего оси вращения зубчатых колес вибровозбудителей позволяет увеличить производительность машины не только путем применения дополнительных блоков, но и за счет увеличения количества сепарирующих плоскостей в блоках.

Современные образцы вибрационных семяочистительных машин могут обеспечивать два режима движения семян по рабочим поверхностям:

безотрывный, при котором семена в любой момент времени имеют хотя бы одну точку контакта с рабочей поверхностью;

отрывный, при котором семена периодически отрываются от рабочей поверхности и определенное время находятся в свободном полете.

Отрывной режим от безотрывного отличается большей интенсивностью процесса разделения семенных смесей.

Еще более интенсивным является ударный режим движения семенных смесей. При ударном режиме движения, который предлагается как способ интенсификации процесса сепарации, семена не только отрываются от рабочей поверхности, но и при осуществлении свободного полета ударяются об отражательную поверхность. Данное мероприятие позволяет увеличить частоту, с которой происходит взаимодействие частиц смеси с рабочими поверхностями машины, а значит – повысить интенсивность процесса сепарации или производительность машины.

Главным недостатком питателей, используемых в существующих отечественных вибрационных очистительных машинах, является их низкая пропускная способность (производительность) из-за необходимости обеспечения перемещения исходного материала по сепарирующим плоскостям в один слой, и затягивание подавляющим большинством компонентов одного вида определенного количества компонентов другого вида, что снижает качество разделения смесей.

В основу предлагаемого способа интенсификации сепарации семенных смесей на неперфорированных вибрирующих плоскостях [7] поставлена задача интенсифицировать сепарацию семенных смесей за счет исключения затягивания примесей семенами основной культуры в нехарактерные фракции.

Сепарация семенных смесей по этому способу выполняется в такой последовательности.

Исходная смесь с загрузочного бункера самотеком завышенным количеством подается на начало зоны загрузки каждой неперфорированной вибрирующей плоскости. Это обеспечивает формирование запаса исходной смеси в начале зоны загрузки. Далее, на второй ступени подачи, исходную смесь принудительно дозировано перемещают по всей зоне загрузки с переменным ограничением перемещения компонентов к нижним обреза неперфорированных плоскостей. При этом, из исходного материала, который принудительно подается по зоне загрузки, под действием вибрационных колебаний неперфорированных плоскостей выделяются плоские примеси и неполноценные (щуплые более шершавые) семена основной культуры и перемещаются к верхним обреза плоскостей в соответствующие приемники продуктов разделения. По мере выделения плоских примесей, ограничение



перемещения компонентов к нижним обрезами плавно уменьшается, что позволяет из зоны загрузки отделяться компонентам с промежуточными значениями наполненности и шероховатости и перемещаться к боковым обрезами неперфорированных плоскостей в соответствующие приемники продуктов разделения. После полного снятия ограничения перемещения компонентов исходного материала более округлые, упругие, менее шероховатые семена перемещаются к нижним обрезами плоскостей в соответствующие приемники. Так, как на этом этапе разделения исходной смеси примесей и неполноценных семян основной культуры практически не остается, то соответственно, и затягивание подавляющим большинством компонентов одного вида (например, семенами основной культуры) определенного количества компонентов другого вида не происходит. Это повышает качество сепарации семенных смесей и производительность процесса.

Таким образом, ступенчатая подача исходной смеси на неперфорированные вибрирующие плоскости упрощает подачу исходной смеси из бункеров и интенсифицирует сепарацию семенных смесей.

Предложенный способ приемлем для реализации на всех конструкциях фрикционных сепараторов, которые используются в сельском хозяйстве.

#### **Выводы.**

В результате проведенного анализа конструкций различных узлов и агрегатов вибрационных семяочистительных машин, осуществляющих разделение семенных смесей на неперфорированных фрикционных наклонных плоскостях, предлагаются следующие конструктивные мероприятия по интенсификации процесса сепарирования семенных смесей:

- разработка четырехблочной конструкции рабочего органа вибрационной машины, позволяющая в разы увеличить количество рабочих поверхностей без нарушения идентичности колебаний;

- использовать «ударный» режим вибросепарирования, при котором за счёт увеличения амплитуды колебаний и уменьшения зазора между рабочими плоскостями по высоте, происходит взаимодействие частиц смеси как с нижней, так и с верхней рабочей плоскостью. Частицы смеси движутся в плоском канале, образованном двумя эквидистантно расположенными рабочими плоскостями;

- разработка питающего устройства активного действия, которое должно обеспечивать стабильную ступенчатую подачу исходной смеси на неперфорированные вибрирующие плоскости с целью исключения явления затягивания частиц смеси в нехарактерные фракции в области питателя.

#### **Список использованных источников**

1. Заика П.М. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств / П.М. Заика, Г.Е. Мазнев. – М.: Колос, 1978. – 238 с.
2. Вибрационная машина для очистки и сортирования зерна: а. с. 698682 СССР: МПК В07В 13/00 / П.М. Заика, Г.Е. Мазнев, В.В. Бакум (СССР). –

- № 2620420/29–03; заявл. 22.05.78; опубл. 25.11.79, Бюл. № 43. – 3 с.
3. Бакум В.В. Обоснование параметров технологического процесса сепарации семенных смесей на фрикционных неперфорированных колеблющихся поверхностях: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 “Механизация сельскохозяйственного производства” / В.В. Бакум. – Харьков, 1984. – 20 с.
  4. Гудым В.А. Обоснование параметров технологического процесса очистки и сортирования семян лекарственных культур на виброфрикционных сепараторах: автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 “Механизация сельскохозяйственного производства” / В.А. Гудым. – Харьков, 1986. – 24 с.
  5. Заика П. М. Вибрационные семяочистительные машины и устройства - МИИСП, 1981. – 141 с.
  6. Лукьяненко В. М. Спосіб розробки модульних вібраційних насіннеочисних машин: пат. 92413 Україна: МПК В07В 13/00 / Лук'яненко В.М.; власник Лук'яненко В.М. – № и 2014 03299; заявл. 31.03.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. №15. – 2с.
  7. Спосіб інтенсифікації сепарації насінневих сумішей на неперфорованих віброуючих поверхнях: пат. 93642 Україна: МПК В07В 13/00 / Лук'яненко В.М.; власник: Лук'яненко В.М. – № и 2014 04667; заявл. 30.04.14; опубл. 10.10.14, Бюл. № 19. – 2 с.

## Анотація

### **КОНСТРУКТИВНІ ЗАХОДИ ЩОДО ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ПРОЦЕСУ СЕПАРУВАННЯ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ НА ВІБРАЦІЙНІЙ НАСІННЄОЧИСНІЙ МАШИНИ**

Лук'яненко В. М., Лук'яненко О. В., Никифоров А. О., Никифорова А. П.

*Проведено аналіз заходів щодо інтенсифікації процесу сепарації насінневих сумішей на вібраційних неперфорованих площинах і розроблений чотириблочний робочий орган, що дозволяє істотно збільшити продуктивність і якість розділення насінневих сумішей на вібраційних насіннеочисних машинах.*

## Abstract

### **CONSTRUCTIVE MEASURES ON THE INTENSIFICATION OF THE PROCESS OF SEPARATION OF SEED MIXTURES ON A VIBRATING SEAMLESS MACHINE**

V. Lukynenko, A. Lukynenko, A. Nikiforov, A. Nkiforova

*The analysis of measures to intensify the separation of seed mixtures on vibrational non-perforated planes was carried out and a four-block working body was developed, which allows to significantly increase the productivity and quality of separation of seed mixtures in vibration sewage treatment plants.*

## ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ЕКСТРУДЕРІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КОМБІКОРМІВ

Гончар В.А., к.т.н., Каплун П.В., д.т.н.

Хмельницький національний університет

*Експериментальне дослідження властивостей поверхневого шару сталей після іонного азотування серед суміші азоту і аргону при різних їх співвідношеннях для різних технологічних режимів. Досліджено товщина, твердість, зносостійкість і фазовий склад азотованих шарів. На підставі плану експериментів досліджені аналітичні властивості в залежності від технологічних параметрів процесу іонного азотування. Побудована графічна залежність твердості поверхні азотованого шару від технологічних параметрів процесу іонного азотування. Досліджено кінетику процесу зносу азотованих шарів в модельному абразивному розчині. Проведена оптимізація дослідження властивостей азотованого шару шляхом встановлення максимальної твердості поверхні, товщини загартованого шару і його довговічності. Знайдено оптимальні умови іонного азотування сталей по кожній з досліджуваних характеристик. Показано, що найбільшу зносостійкість в абразивному середовищі має сталь X12M після нітрогазотування за оптимальним режимом з вмістом в структурі 55% залишкового аустеніту.*

Підвищення зносостійкості і надійності машин є одним з важливих завдань машинобудування. Баро-термічна переробка зерна різних культур з добавками мінералу сапоніту методом екструдювання є перспективною технологією виготовлення високоефективних комбікормів для тварин. Після такої переробки високомолекулярні органічні сполуки в зерні переходять в нижчі, які легше засвоюються організмом тварин. Засвоюваність такого комбікорму досягає 96%. Наявність в комбікормі невеликої кількості (до 5 вагових відсотків до загальної маси) мінералу сапоніту, який містить більше двадцяти цінних для тварин мікроелементів, забезпечує не тільки значний (1,5 – 2 рази) ваговий приріст тварин, але й підвищує якість тваринницької продукції (м'яса і молока) та зменшує захворюваність молодняка [1].

Досвід експлуатації екструдерів при переробці зерна з домішками сапоніту [2] показав, що зносостійкість і довговічність деталей матеріального циліндра низка. Це обумовлено тим, що мінерал сапоніт має в своєму складі кварцовий пісок і є абразивним матеріалом, а наявність вологи в зерні при температурі баро-термічної переробки 140–160°C створює агресивне корозійне середовище. Правильний вибір матеріалу, його термічної та хіміко-термічної обробок має великий вплив на зносостійкість і довговічність деталей екструдера. Тому підвищення зносостійкості шнеків і циліндрів екструдера в таких умовах експлуатації є актуальним завданням.

Азотування в тліючому розряді є ефективних методів зміцнення поверхні

металів, який дає можливість змінювати властивості поверхневих шарів (твердість, товщину, фазовий склад, градієнт зміни властивостей по товщині) в широких межах [3, 4]. Це дозволяє оптимізувати властивості зміцненого поверхневого шару для забезпечення максимальних експлуатаційних характеристик з врахуванням реальних умов експлуатації конструкційних елементів [5]. В техніці велика кількість деталей машин і інструментів працюють в абразивному і корозійно-абразивному середовищах, що приводить до руйнування їх поверхні абразивними частинками та корозійною дією агресивного середовища. Тому важливим є забезпечення оптимального співвідношення між твердістю, пластичністю і корозійною стійкістю поверхневих шарів.

Перспективними є технологія і обладнання для хіміко-термічної обробки деталей машин і інструментів в тліючому розряді в безводневих середовищах (суміші азоту з аргоном) [6]. Особливістю даної технології є виключення водневого окрихчення металів в процесі дифузійного насичення і підвищення пластичних характеристик поверхневих шарів за рахунок різного співвідношення фаз [7]. Властивості азотованого шару керуються 4-ма технологічними параметрами: температурою дифузійного насичення, тиском у вакуумній камері, складом насичуючого середовища і часом азотування. Теоретичні і експериментальні дослідження [8] показали, що всі вказані вище технологічні параметри процесу азотування мають вплив на властивості азотованого шару. Для забезпечення максимальної зносостійкості пар тертя в абразивному середовищі необхідно щоб поверхневі шари мали високу твердість і максимальну товщину. Крім того, як показують дослідження [9], на зносостійкість сталей в абразивному середовищі мають великий вплив метастабільні фази в структурі матеріалу.

**Постановка завдання.** Дослідження впливу технологічних параметрів іонного азотування конструкційних сталей на твердість, товщину і зносостійкість азотованого шару в корозійно-абразивному середовищі. Визначення впливу залишкового аустеніту в структурі сталі X12M після нітрогартування на її зносостійкість.

**Основний матеріал.** З метою дослідження впливу режимів іонного азотування і термічної обробки сталей на їх зносостійкість в корозійно-абразивному середовищі, що моделює умови роботи екструдерів при переробці фуражного зерна з домішками мінералу сапоніту, в складі якого є кварцовий пісок, виготовлялися зразки з сталі 45 і легованих сталей ШХ15 та X12M з різним вмістом хрому. Зразки перед випробуваннями мали різну термічну та хіміко-термічну обробку: гартування, іонне азотування та нітрогартування (іонне азотування за оптимальним режимом з наступним гартуванням). Сталь X12M при гартуванні від температури 1050°C має в структурі біля 50% метастабільного залишкового аустеніту, а після нітрогартування стільки ж азотистого залишкового аустеніту, який впливає на процес зношування.

Дослідження проводилися на спеціальній машині тертя [10], що моделювала умови роботи екструдерів при переробці фуражного зерна з домішками мінералу сапоніту, при тиску 4МПа, швидкості ковзання 1,37 м/с і температурі 140°C в модельному корозійно-абразивному середовищі, що моделює умови роботи екструдерів при переробці фуражного зерна з домішками мінералу сапоніту. Модельне середовище являло собою водний

розчин муки з домішками мінералу сапоніту в співвідношенні 8:9:1 відповідно. Мінерал сапоніт, який має в своєму складі кварцовий пісок і понад 20 мікроелементів корисних для тварин, та пара води при високій температурі створюють корозійно-абразивне середовище.

Теоретичними і експериментальними дослідженнями процесу іонного азотування металів [3, 5, 6] показано, що для більшості конструкційних сталей твердість досягається при температурах 560-580°C, а максимальна товщина азотованого шару отримується при протяжності процесу дифузійного насичення 6-8 год.

Тому з метою скорочення кількості експериментів при дослідженні властивостей азотованого шару та процесу зношування азотованих зразків було використано двохфакторний рототабельний план другого порядку [11]. В процесі досліджень змінювалися такі фактори: склад насичуючого середовища в межах 29-71%, тиск у вакуумній камері в межах – 55-225 Па. Тривалість азотування та температура фіксувалися, і становили 240 хв. та 570°C відповідно.

В табл. 1 наведені результати експериментальних досліджень твердості і товщини азотованого шару сталей 45, ШХ12, Х12 в залежності від режимів іонного азотування в безводневих середовищах. На основі результатів цих досліджень, відповідно до двохфакторного рототабельного плану проведення експериментів, отримані емпіричні математичні залежності твердості поверхні ( $H_{100}$ ) і товщини азотованого шару ( $h$ ) від вмісту аргону в насичуючому середовищі та тиску у вакуумній камері досліджуваних сталей, що описуються регресивним рівнянням (1).

Таблиця 1 – Залежність мікротвердості та товщини азотованого шару від режимів іонного азотування різних сталей

Номер режиму	Технологічні параметри азотування		Сталь ШХ15		Сталь 45		Сталь Х12М	
	$P$ , Па	Ar,%	Мікротвердість $H_{100}$ , МПа	Товщина азотованого шару, мкм	Мікротвердість $H_{100}$ , МПа	Товщина азотованого шару, мкм	Мікротвердість $H_{100}$ , МПа	Товщина азотованого шару, мкм
1.	200	65	7650	225	5400	226	9700	134
2.	200	35	9290	307	6790	322	9500	192
3.	80	65	8736	133	6220	150	7800	50
4.	80	35	10110	190	7400	222	7000	80
5.	140	71	7860	168	5480	171	8600	88
6.	140	29	9970	265	7280	289	8450	150
7.	225	50	8300	285	6020	293	8350	178
8.	55	50	9650	137	7040	168	7250	40
9.	140	50	9110	223	6640	240	7800	130
10.	140	50	9110	222	6600	240	7780	128
11.	140	50	9110	223	6690	240	7900	133
12.	140	50	9110	220	7100	240	7850	131
13.	140	50	9110	223	6620	240	7910	127

Математична модель параметра оптимізації виражається рівнянням регресії – поліном другого порядку [11]:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2, \quad (1)$$

де:  $b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$  – коефіцієнти регресії;  $x_1, x_2$  – змінні фактори, що враховують вплив тиску у вакуумній камері і вміст аргону в насичуючому середовищі,  $x_1 = \frac{P - 140}{60}$ ,  $x_2 = \frac{Ar\% - 50}{15}$ .

Коефіцієнти рівнянь регресії для сталей 45, ШХ15, Х12М наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти рівнянь регресії (1), що описують залежності товщини  $h$  і мікротвердості поверхні  $H_{100}$  азотованого шару від технологічних параметрів іонного азотування для сталей ШХ15, 45 і Х12М

Коефіцієнт регресії	Сталь ШХ15		Сталь 45		Сталь Х12М	
	$H_{100}$ , МПа	$h$ , мкм	$H_{100}$ , МПа	$h$ , мкм	$H_{100}$ , МПа	$h$ , мкм
$b_0$	9171.9	224.5	6670	291.8	9050	130.4
$b_1$	476.5	52.3	-358.9	44.1	284.8	49.6
$b_2$	-746.3	-34.3	-638.3	-41.7	-301.2	-22.5
$b_{12}$	-66.6	-6.4	-51.8	-1.9	-150.0	-7.0
$b_{11}$	-68.6	-6.0	-300.5	-11.9	-56.5	-10.4
$b_{22}$	-205.8	-5.8	-198.2	-10.8	-320.2	-5.6

Зокрема, для сталі Х12М залежності товщини азотованого шару і мікротвердості його поверхні від технологічних параметрів іонного азотування описуються такими рівняннями регресії:

$$h(\text{мкм}) = 130.4 + 49.6 x_1 - 22.5 x_2 - 7.0 x_1 x_2 - 10.4 (x_1)^2 - 5.6 (x_2)^2, \quad (2)$$

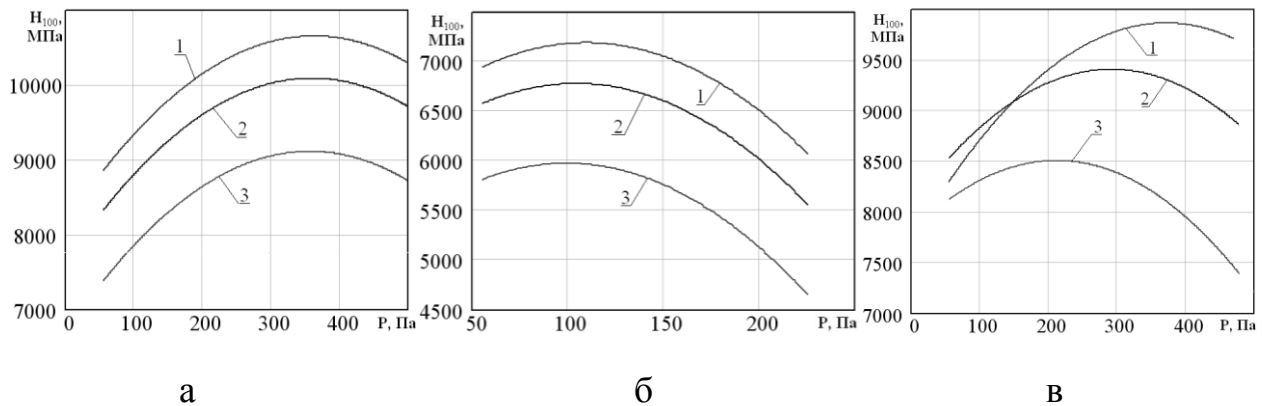
$$H_{100}(\text{МПа}) = 9050 + 284.8 x_1 - 301.2 x_2 - 150 x_1 x_2 - 56.5 (x_1)^2 - 320.2 (x_2)^2. \quad (3)$$

Аналогічні рівняння можна записати для сталей 45 і ШХ15, використовуючи дані табл. 2.

На основі рівнянь регресії побудовані графіки залежності твердості азотованого шару (рис. 1) від технологічних параметрів процесу азотування в безводневих середовищах сталей ШХ15, 45 і Х12М.

З рис. 1 видно, що технологічні параметри іонного азотування мають великий вплив на твердість поверхні азотованого шару. Залежності твердості поверхні від тиску у вакуумній камері і об'ємного вмісту аргону в насичуючому середовищі (суміш азоту з аргонном) мають екстремальний характер з явно вираженими максимумами. Для різних сталей є оптимальні значення цих параметрів, при яких досягається максимальна мікротвердість.

Наприклад: для сталі ШХ15 максимальне значення мікротвердості досягаються при тиску 340-360 Па та вмісту аргону 22-26 %; для сталі 45 – при тиску 110-118 Па та вмісту аргону 25-30%; для сталі Х12 – при тиску 360-370 Па та вмісту аргону 38-42%.

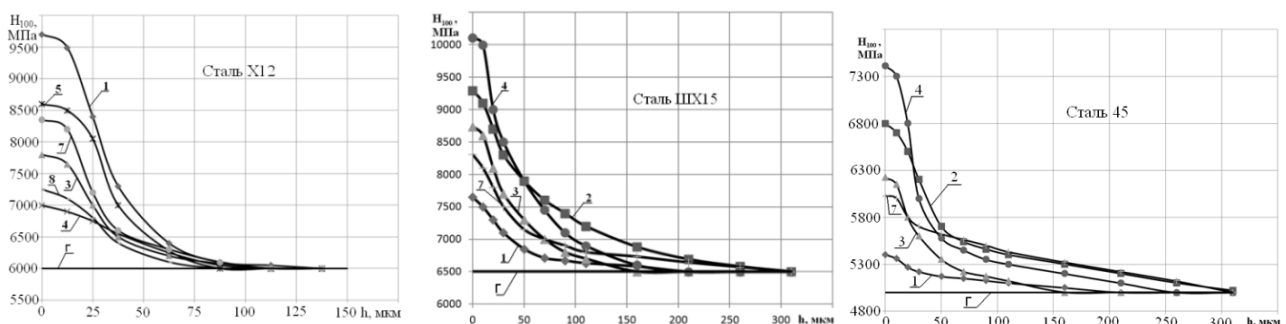


а – ШХ15; б – 45; в – Х12М. 1 – Ar 35%, 2 – Ar 50%, – 3 – Ar 65%.

Рис. 1 – Залежність твердості поверхні азотованого шару від технологічних параметрів процесу іонного азотування в безводневих середовищах сталей

Режими іонного азотування мають великий вплив на характер розподілу мікротвердості по глибині азотованого шару, що наглядно видно з рис. 2. Режими азотування 1 для сталі Х12М і 4 для сталей ШХ15 і 45 забезпечують високу твердість поверхні завдяки утворенню на них нітридного шару і великий градієнт зміни мікротвердості по глибині азотованого шару. При азотуванні за режимом 1 сталей ШХ15 та 45 і за режимом 4 сталі Х12 мікротвердість їх поверхні значно менша в зв'язку з відсутністю нітридної зони, при цьому градієнт зміни твердості по товщині азотованого шару теж менший.

Таким чином, змінюючи режим азотування можемо змінювати не тільки твердість поверхні, але і розподіл твердості та її градієнт по товщині азотованого шару.



1-8 режими азотування (табл.1); Г – сталь гартована

Рис. 2 – Розподіл твердості по глибині азотованого шару в залежності від режимів іонного азотування

Використовуючи рівняння (1) і дані табл. 2 можна побудувати графіки залежності товщини азотованого шару для досліджуваних сталей в залежності від складу насичуючого середовища і тиску у вакуумній камері, на основі яких знайдені оптимальні режими іонного азотування, що забезпечують максимальну товщину зміцненого шару. Оптимальні режими азотування досягалися для сталі ШХ15 при тиску у вакуумній камері 420-425 Па і вмісту аргону в насичуючому середовищі до 5%, для сталі 45 ці параметри відповідно складають 240-250 Па та 20-25% аргону, а для сталі Х12 – при тиску 310-320 Па та 12-17% аргону. Найбільша товщина азотованого шару при оптимальних режимах складала для сталі ШХ15 – 390 мкм, для сталі 45 – 350 мкм, для сталі Х12 – 225 мкм.

На основі результатів досліджень, відповідно до двохфакторного рототабельного плану, отримані емпіричні математичні залежності зносу сталей ШХ15 (4), 45 (5) та Х12 (6) від технологічних параметрів іонного азотування.

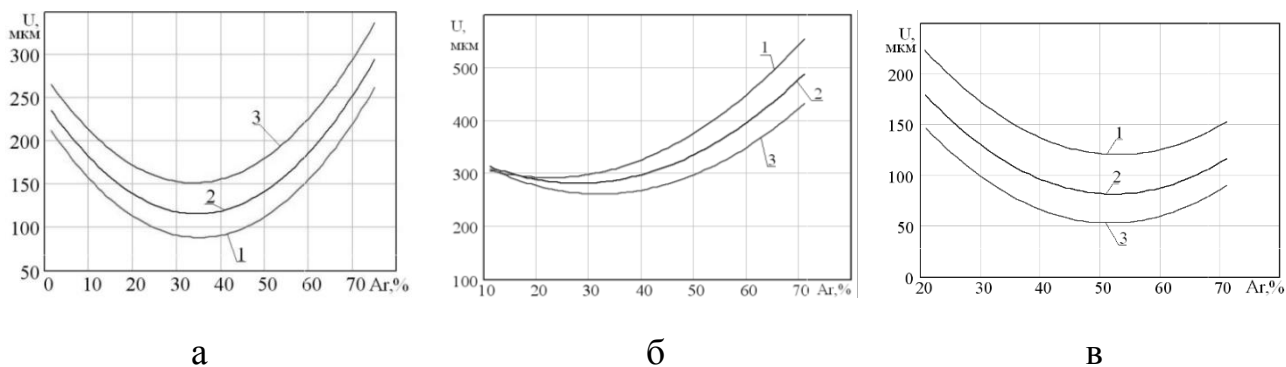
$$U_{(\text{мкм})} = 147,7 - 34 x_1 + 51 x_2 - 2,25 x_1 x_2 - 1,3 (x_1)^2 + 24,5 (x_2)^2 \quad (4)$$

$$U_{(\text{мкм})} = 342,3 - 39,3 x_1 + 76,4 x_2 - 15,7 x_1 x_2 - 5,3 (x_1)^2 + 25 (x_2)^2 \quad (5)$$

$$U_{(\text{мкм})} = 87,7 - 33,5 x_1 - 6,6 x_2 + 2,0 x_1 x_2 - 0,5 (x_1)^2 + 22,2 (x_2)^2 \quad (6)$$

На основі рівнянь 4-6 побудовані графіки залежності зносу від технологічних параметрів процесу іонного азотування досліджуваних сталей.

З графіків (рис. 3) видно, що мінімальний знос для сталі ШХ15 досягається при тиску в вакуумній камері 80 Па і об'ємному вмісту аргону 33-37%, для сталі 45 – при тиску 200 Па і 30-33 % Ar, для сталі Х12М – тиск 200 Па і 52-55 % Ar.



а – ШХ15; б – 45; в – Х12М; при тисках: 1 – 80 Па; 2 – 150 Па; 3 – 200 Па.

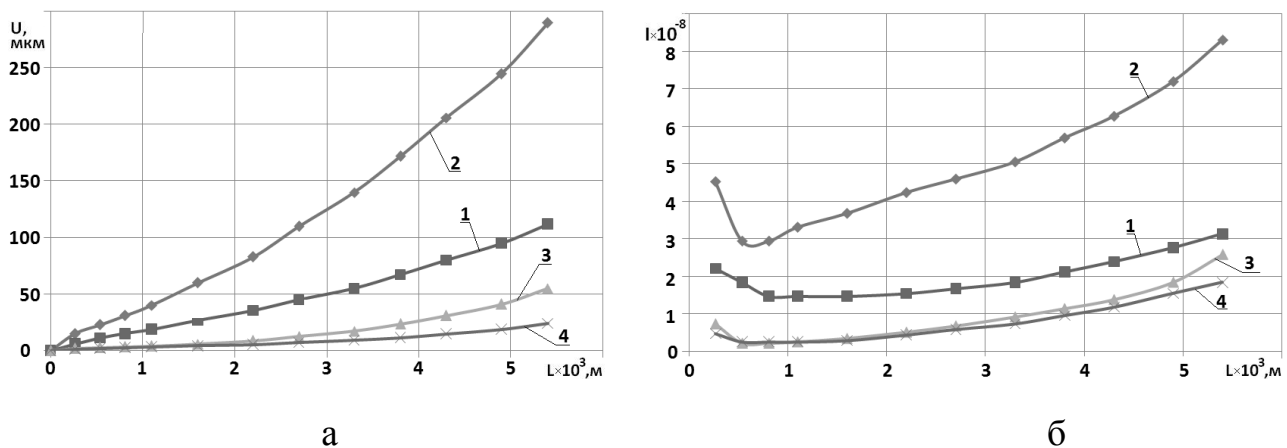
Рис. 3 – Залежність зносу від технологічних параметрів процесу іонного азотування в безводневих середовищах сталей



Оптимальними режимами іонного азотування за критерієм максимальної зносостійкості для досліджуваних сталей будуть наступні режими: ШХ15 –  $T=570^{\circ}\text{C}$ ,  $\tau=240$  хв.,  $P=80$  Па,  $\text{Ar}\%=35\%$ ; 45 –  $T=570^{\circ}\text{C}$ ,  $\tau=240$  хв.,  $P=200$  Па,  $\text{Ar}\%=32\%$ ; Х12М –  $T=570^{\circ}\text{C}$ ,  $\tau=240$  хв.,  $P=200$  Па,  $\text{Ar}\%=53\%$ .

На рис. 4 наведені залежності зносу та інтенсивності зношування в модельному розчині сталей ШХ15, 45 та Х12М після зміцнення методом іонного азотування за оптимальними режимами та сталі Х12М зміцненої методом нітрогартування.

З рис. 4 видно, що максимальну зносостійкість серед сталей, азотованих за оптимальними режимами має сталь Х12М. Це обумовлено не тільки наявністю нітридів заліза в поверхневому шарі, але і наявністю в структурі сталі значної кількості (12%) хрому, яка сприяла утворенню нітридів хрому і більшій товщині нітридного шару в порівнянні із сталями 45 та ШХ15. Найвищу зносостійкість мали зразки із сталі Х12М після нітрогартування, величина зносу яких після шляху тертя  $5.4 \times 10^3$  м в 2 рази менша в порівнянні з азотованими зразками і складає 24 мкм. Це пояснюється наявністю на поверхні нітридного шару та оптимальної кількості азотистого залишкового аустеніту в структурі матеріалу.



1 – сталь ШХ15; 2 – сталь 45; 3 – сталь Х12; 4 – Х12М нітрогартована

Рис. 4 – Залежність зносу (а) та інтенсивності зношування (б) в модельному розчині сталей після оптимальних режимів іонного азотування (1, 2, 3) та нітрогартування (4)

**Висновки.** Таким чином, дослідження сталей після азотування та нітрогартування показали, що для сталей з нестабільною структурою, яка здатна до перетворень під дією абразивів при зношуванні, необхідно враховувати структурний стан поверхні матеріалу і його зносостійкість залежить головним чином від повноти структурних перетворень в процесі зношування. Найбільшу зносостійкість в абразивному середовищі показали зразки із сталі Х12М, що зміцнювалась нітрогартуванням за оптимальним режимом з вмістом залишкового аустеніту 55% в структурі матеріалу.

## Список використаних джерел

1. Засуха Т.В. Нові дисперсні матеріали у тваринництві. Вінниця: Арбат, 1997, – 224 с.
2. Каплун В.Г. Экструдирование зернового сырья с сапонитом// В.Г. Каплун, В.С. Павлов, Н.А. Мазур / Комбикорма №3, – 2001,– С. 24.
3. Арзамасов Б. Н. Ионная химико-термическая обработка сплавов / Б. Н. Арзамасов, А. Г. Братухин, Ю. С. Елисеев, Т. А. Панайоти - М.: Изд-во МГТУ им Н. З. Баумана, 1999. - 400 с.
4. Лахтин Ю.М. Азотирование стали / Ю.М. Лахтин, Я.Д. Коган //М.: Машиностроение, 1976. –256 с.
5. Каплун В.Г. Прогрессивные технологии упрочнения конструктивных элементов / В.Г. Каплун, П.В. Каплун // В кн. «Современные технологии в машиностроении». Харьков НТУ «ХПИ», 2007. - С. 388- 403.
6. Каплун В.Г. Енерго і ресурсозберігальна екологічно чиста технологія і обладнання для зміцнення деталей машин / В.Г. Каплун, І.М. Пастух // Машиностроение, 2002. - №2. - С. 49-51.
7. Каплун В.Г. Особенности формирования диффузионных слоев при ионном азотировании в безводородных средах /Физическая инженерия поверхности - Харьков, 2003. - Т.1. - №2. - С. 141-146.
8. Пастух И.М. Теория и практика безводородного азотирования в тлеющем разряде. - Харьков: НЕЦ ХФТИ. - 2006. - 364 с.
9. Попов В.С. Долговечность оборудования огнеупорного производства / В.С. Попов, Н.Н. Бриков, Н.С. Дмитриченко, П.Г. Приступа// Изд-во «Металлургия». –1978. –232 с.
10. Гончар В.А. Методика дослідження зносостійкості шнека екструдера для переробки фуражного зерна з добавками мінералу сапоніту // Проблеми трибології (Problems of Tribology), 2008. -№4. - С. 19-21.
11. Леонтьев Н.Л. Техника статистических вычислений / Н.Л. Леонтьев // Лесная промышленность, 1996. -236с.

## Аннотация

### **ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЭКСТРУДЕРОВ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ КОМБИКОРМОВ**

Гончар В.А., Каплун П.В.

*Экспериментальное исследование свойств поверхностного слоя сталей после ионного азотирования среди смеси азота и аргона при различных их соотношениях для разных технологических режимов. Исследована толщина,*

*твердость, износостойкость и фазовый состав азотированных слоев. На основании плана экспериментов исследованы аналитические свойства в зависимости от технологических параметров процесса ионного азотирования. Построена графическая зависимость твердости поверхности азотированного слоя от технологических параметров процесса ионного азотирования. Исследована кинетика процесса износа азотированных слоев в модельном абразивном растворе. Проведена оптимизация исследования свойств азотированного слоя путем установления максимальной твердости поверхности, толщины закаленного слоя и его долговечности. Найдены оптимальные условия ионного азотирования сталей по каждой из исследуемых характеристик. Показано, что максимальную износостойкость в абразивной среде имеет сталь X12M после нитрозакалки по оптимальному режиму с содержанием в структуре 55% остаточного аустенита.*

## **Abstract**

### **IMPROVEMENT OF WEAR RESISTANCE OF DETAILS OF EXTRUDERS FOR PREPARATION OF FODDER**

Gonchar V.A., Kaplun P.V.

*Experimental study of the properties of the surface layer of steels after ion nitriding among a mixture of nitrogen and argon at different ratios for different process conditions. The thickness, hardness, wear resistance and phase composition of nitrated layers are investigated. Based on the experimental design, analytical properties were investigated depending on the technological parameters of the ion nitriding process. A graphical dependence of the nitrated layer on the surface hardness on the technological parameters of the ion nitriding process was constructed. The kinetics of the wear process of nitrated layers in a model abrasive solution was studied. The optimization of the properties of the nitrated layer has been carried out by establishing the maximum surface hardness, the hardened layer thickness and its durability. The optimal conditions for the ion nitriding of steels for each of the studied characteristics are found. It has been shown that X12M steel after nitro-hardening has the best wear resistance in the abrasive medium in terms of the optimum mode with the content of 55% residual austenite in the structure.*

## ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Дюндик С.М., к.т.н., доц.

*Національна академія Національної гвардії України*

Кісь В.М., к.т.н., доц., Галич І.В., ст. викл.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В роботі обґрунтовано метод дослідження динаміки автомобіля спеціального призначення. Запропоновано рівняння, що описують динаміку автомобіля, як багатомасової системи. Наведено аналіз аналітичних рівнянь руху автомобільного колеса (шини).*

**Постановка проблеми.** Легковими автомобілями виконуються значна кількість тактичних завдань. При розробці нових, а також підвищення ефективності експлуатації існуючих автомобілів, необхідно проводити теоретичні дослідження оцінки його динаміки. Для цього необхідно формувати коректні математичні моделі, що дозволяють досліджувати та оптимізувати динаміку, керованість, стійкість тощо.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідження широкого кола властивостей колісних машин наведено у роботах [1, 2]. Стійкість та керованість автомобіля досліджено у роботах [3, 4]. Моделювання поведінки підресорених та невідресорених мас під час зміни площини руху досліджено у роботі [5]. Питання коливання автомобіля, викликані нерівностями дороги, розглядалися у роботах авторів [6, 7].

**Метою роботи** є обґрунтування методу дослідження динаміки автомобіля спеціального призначення, що є необхідною умовою для подальшої оцінки його властивостей.

**Виклад основного матеріалу.** Моделювання динаміки транспортних засобів, таких як автомобілі, як правило, виконується за рахунок представлення їх багатоелементними системами [8]. Як правило, загальна модель автомобіля поділяється на різні підсистеми [9]. На рис. 1 наведено основні компоненти моделі легкового автомобіля, що використовуються для дослідження динаміки автомобіля. Модель автомобіля складається з остову та інших підсистем.

Остов транспортного засобу являє собою ядро моделі. Це, принаймні, включає шасі модуля та модулі для систем підвіски коліс / осей. Остов автомобіля доповнюється модулями для навантаження, пружно приєднаними двигуном і моделями водія й пасажирів. Модуль навантаження враховує масові і інерційні властивості автомобіля. Для опису впливу навантажень необхідні моделі динамічного навантаження. Підсистеми такі, як двигун, водій, пасажир та сидіння, а також модель кабіни можуть бути представлені загальною моделлю вільного тіла [10].



Рис. 1 - Основні компоненти моделі легкового автомобіля

Для стандартного аналізу динаміки автомобіля шасі можна моделювати одним твердим тілом [9]. Проте, у випадку вантажних автомобілів, відповідність рами і пружно підвішеної кабіни водія вимагатиме, принаймні, зосередженого підходу масової моделі або побудови розширеної структури кінцевих елементів. Більшість систем підвіски коліс та осей автомобіля можуть бути описані типовими елементами, такими як жорсткі тіла, ланки, з'єднання і силові елементи [10]. Завдяки своїй стійкості листові ресори все ще є популярним вибором для жорстких осей.

Система рульового керування, принаймні, складається з рульового колеса, гнучкого керованого валу і рульової рейки або редуктора.

Сили і моменти, що діють на колеса домінують в динаміці автомобіля. Як правило, для аналізу роботи транспортних засобів використовуються напівемпіричні моделі шин. Вони поєднують в собі розумну продуктивність роботи комп'ютера з достатньою точністю моделі. Комплексні моделі шин дійсні навіть для високих частот та нерівних дорогах.

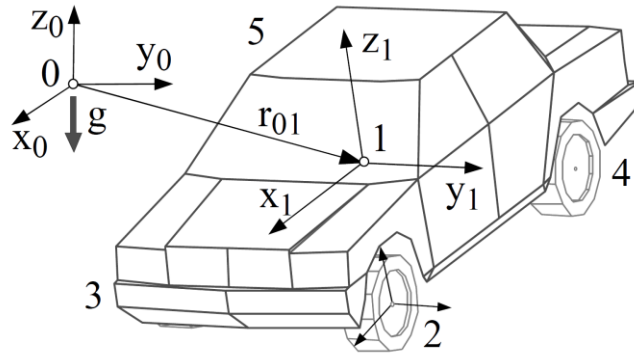
Модель шин «ТМРТ» надає інформацію про ефективність та проблеми моделювання і параметризацію шин, а також про інтеграцію в стандартні багатопрофільні програмні коди [21].

Модель трансмісії, що досліджена в [10] враховує блокування диференціалів, і вона дозволяє визначати динаміку автомобілів з переднім, заднім або повним приводом. Модель трансмісії доповнюється модулем, що описує крутний момент двигуна. Вона може бути змодельована, як це зроблено тут, досить просто за допомогою диференціального рівняння першого порядку або вдосконалених модулів крутного моменту двигуна.

Нерівності на дорозі та коливання коефіцієнта тертя впливають на транспортний засіб. Найбільше поширення отримав модельний підхід до

генерування двовимірних випадкових профілів представлений в [9].

Тривимірна модель автомобіля складається з п'яти твердих тіл (рис. 2) [9]. Положення і орієнтація кожного тіла  $i=1,2,\dots,n$  моделі, описано відносно земної фіксованої системи координат  $Ox_0y_0z_0$ , яка являється системою відліку. Вісь  $z_0$  фіксованої системи координат Землі буде вказувати в протилежному напрямку від вектора сили тяжіння  $g$ .



1 – кузов (ходовая частина); 2, 3, 4, 5 – колесо і підвіска (відповідно передні ліві, передні праві, задні ліві і задні праві)

Рис. 1. Тривимірна модель автомобіля

Рух кожного колеса і підвіски відносно кузова (шасі) обмежені ланками, шарнірами або іншими елементами. Результуючі сили і моменти можуть бути або виключені з рівнянь руху за допомогою відповідних алгоритмів, або враховані за допомогою множників Лагранжу. Перший метод є громіздким, але призведе до мінімізації числа звичайних диференціальних рівнянь, тоді як останній призведе до утворення системи диференціальних алгебраїчних рівнянь.

Права декартова система координат прикріплена до кожного тіла в його центрі. Положення і орієнтація тіла і по відношенню до інерційної системи відліку  $O$  визначається вектором положення:

$$r_{0i,0} = r_{0i,0}(y) \tag{1}$$

та матрицю обертання:

$$A_{0i} = A_{0i}(y) \tag{2}$$

де узагальнені координати  $y_1, y_2, \dots, y_f$ , що необхідні для опису рухів багатомасової системи, збирають у векторі  $y$ , а розділений комою нижній індекс  $0$  вказує, що координати вектора положення  $r_{0i}$  вимірюються в системі відліку  $O$ .

Стовпці матриці обертання  $A_{0i}$  представляють собою ортогональні одиничні вектори, визначені в інерційній системі відліку  $O$  і вказують у

напрямку осі нерухокої системи координат  $i$ . Для таких видів ортонормальних матриць:

$$A_{0i}^T A_{0i} = A_{0i} A_{0i}^T = I \quad \text{або} \quad A_{0i}^{-1} = A_{0i}^T, \quad (3)$$

де:  $I$  – позначає відповідну матрицю ідентичності.

Якщо компоненти вектору  $r$  визначаються в тілі фіксованої системи координат  $i$ , то множення з матрицею обертання  $A_{0i}$  перетворює цей вектор через:

$$r_{,0} = A_{0i} r_{,i}, \quad (4)$$

до земної осі системи  $0$ , та:

$$r_{,i} = A_{0i}^T r_{,0}, \quad (5)$$

досить просто визначає зворотнє перетворення.

Швидкість, з якою тіло  $i$  рухається відносно інерційної системи  $0$ , визначається похідною часу вектору позиції, визначеної з (1):

$$v_{0i,0} = \frac{d}{dt} r_{0i,0}(y) = \dot{r}_{0i,0}(y) = \sum_{m=1}^f \frac{\partial r_{0i,0}(y)}{\partial y_m} \dot{y}_m = v_{0i,0}(y, \dot{y}), \quad (6)$$

Часова похідна матриці обертання, помножена на її перенесені результати, призводить до кососиметричної матриці:

$$\tilde{\omega}_{0i,0} = \frac{d}{dt} (A_{0i,0}(y)) A_{0i,0}^T(y) = \sum_{m=1}^f \frac{\partial A_{0i,0}(y)}{\partial y_m} \dot{y}_m A_{0i,0}^T(y) = \tilde{\omega}_{0i,0}(y, \dot{y}), \quad (7)$$

Основні компоненти:

$$\tilde{\omega}_{0i,0} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_{0i,0}(3) & \omega_{0i,0}(2) \\ \omega_{0i,0}(3) & 0 & -\omega_{0i,0}(1) \\ -\omega_{0i,0}(2) & \omega_{0i,0}(1) & 0 \end{bmatrix},$$

визначають вектор кутової швидкості

$$\omega_{0i,0} = [\omega_{0i,0}(1), \omega_{0i,0}(2), \omega_{0i,0}(3)]^T,$$

з яким система фіксованого тіла і обертається відносно землі (системи відліку 0). Прямий розрахунок показує, що:

$$\omega_{0i,0} r_{0,0} = \omega_{0i,0} \times r_{0,0}, \quad (8)$$

для будь-якого вектора  $r_{0,0}$  означає, що множення кососиметричної матриці кутових швидкостей може бути замінено на відповідний вектор.

Залежно від виду обмежень, алгебраїчне представлення вектора швидкості  $v_{0i,0} = v_{0i,0}(y, \dot{y})$  та вектора кутових швидкостей  $\omega_{0i,0} = \omega_{0i,0}(y, \dot{y})$  може стати дуже складним. Однак можливі значні спрощення, якщо похідна часу вектора узагальнених координат  $\dot{y}$  замінити на:

$$z = K(y) \dot{y}, \quad (9)$$

відповідним вектором узагальнених швидкостей  $z = z(y, \dot{y})$ . Тоді алгебраїчне представлення отриманих швидкостей і кутових швидкостей матиме вигляд:

$$v_{0i,0}(y, \dot{y}) \Rightarrow v_{0i,0}(y, z) \quad \text{та} \quad \omega_{0i,0}(y, \dot{y}) \Rightarrow \omega_{0i,0}(y, z) \quad (10)$$

та буде менш складним. У багатьох випадках проста перевірка результуючих швидкостей вже призводить до відповідних узагальнених швидкостей. Тривіальний вибір:

$$z = \dot{y}, \quad (11)$$

завжди можливий. Тут кінематична матриця  $K = K(y)$  спрощується до відповідної матриці ідентичності.

Похідні швидкостей і кутових швидкостей по часу остаточно приводять до відповідних прискорень:

$$\begin{aligned} a_{0i,0} &= \frac{d}{dt} v_{0i,0}(y, z) = \sum_{m=1}^f \frac{\partial v_{0i,0}(y, z)}{\partial y_m} \dot{y}_m + \sum_{m=1}^f \frac{\partial v_{0i,0}(y, z)}{\partial z_m} \dot{z}_m, \\ \alpha_{0i,0} &= \frac{d}{dt} \omega_{0i,0}(y, z) = \sum_{m=1}^f \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial y_m} \dot{y}_m + \sum_{m=1}^f \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial z_m} \dot{z}_m, \end{aligned} \quad (12)$$



Рухи одного твердого тіла описується законом Ньютона:

$$m_i a_{0i,0} = F_{i,0} \quad (13)$$

та рівнянням Ейлера:

$$\Theta_{i,0} \alpha_{0i,0} + \omega_{0i,0} \times \Theta_{i,0} \omega_{0i,0} = T_{i,0} \quad (14)$$

де:  $m_i$  - маса тіла  $i$ ;  $\Theta$  - тензор інерції тіла  $i$ , визначений по відношенню до його центру мас і вимірний в інерційній системі відліку.

Якщо тіло піддається впливу кінематичних обмежень, то сили і моменти, що діють на тіло  $i$ , можуть бути розділені на дві частини

$$F_{i,0} = F_{i,0}^c + F_{i,0}^a; \quad T_{i,0} = T_{i,0}^c + T_{i,0}^a, \quad (15)$$

де:  $F_{i,0}^c$  та  $T_{i,0}^c$  - представляють сили і моменти, що мають обмеження;  $F_{i,0}^a$ ,  $T_{i,0}^a$  - збирати всі інші сили і моменти, прикладені до тіла  $i$ .

Подібно до принципу віртуальної роботи D'Alembert, Jourdain постулював, що віртуальна сила всіх сил і моментів повинна зникати. Для системи з  $k$  жорсткими тілами ми отримуємо:

$$\sum_{i=1}^k \left\{ \delta v_{0i,0}^T F_{i,0}^c + \delta \omega_{0i,0}^T T_{i,0}^c \right\} \quad (16)$$

Віртуальну швидкість і віртуальну кутову швидкість тіла  $i$  визначають наступним чином:

$$\delta v_{0i,0} = \frac{\partial v_{0i,0}}{\partial z} \delta z; \quad \delta \omega_{0i,0} = \frac{\partial \omega_{0i,0}}{\partial z} \delta z \quad (17)$$

де:  $f \times 1$  - вектор  $\delta z$  варіації узагальнених швидкостей  $\delta z_1, \delta z_2, \dots, \delta z_f$  та часткові похідні названі частковими швидкостями і частковими кутовими швидкостями, представлені як  $3 \times f$  Якобіани перетворення та обертання:

$$\frac{\partial v_{0i,0}}{\partial z} = \left[ \frac{\partial v_{0i,0}(y,z)}{\partial z_1}, \frac{\partial v_{0i,0}(y,z)}{\partial z_2}, \dots, \frac{\partial v_{0i,0}(y,z)}{\partial z_f} \right]; \quad (18)$$

$$\frac{\partial \omega_{0i,0}}{\partial z} = \left[ \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial z_1}, \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial z_2}, \dots, \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial z_f} \right]. \quad (19)$$

Використовуючи матриці Якобіан, прискорення (12) можна записати як:

$$a_{0i,0} = \frac{\partial v_{0i,0}}{\partial z} \dot{z} + a_{0i,0}^R; \quad \alpha_{0i,0} = \frac{\partial \omega_{0i,0}}{\partial z} \dot{z} + \alpha_{0i,0}^R, \quad (20)$$

де:  $\dot{z}$  – похідна вектора узагальнених швидкостей:

$$a_{0i,0}^R = \sum_{m=1}^f \frac{\partial v_{0i,0}(y, z)}{\partial y_m} \dot{y}_m; \quad \alpha_{0i,0}^R = \sum_{m=1}^f \frac{\partial \omega_{0i,0}(y, z)}{\partial y_m} \dot{y}_m, \quad (21)$$

скорочує залишкові члени в прискореннях. Поєднуючи рівняння (15) з рівняннями (13) і (14), здатний поєднати обмеження сил і моментів до динамічних складових й прикладених сил та крутних моментів.

Використовуючи позначення у рівняннях (20) і (21), рівняння Jourdain мають вигляд:

$$\sum_{i=1}^k \left\{ \frac{\partial v_{0i,0}^T}{\partial z} \left[ m_i \frac{\partial v_{0i,0}}{\partial z} \dot{z} + m_i a_{0i}^R - F_{i,0}^a \right] + \frac{\partial \omega_{0i,0}^T}{\partial z} \left[ \Theta_{i,0} \frac{\partial \omega_{0i,0}^T}{\partial z} \dot{z} + \Theta_{i,0} \alpha_{0i}^R + \omega_{0i,0} \times \Theta_{i,0} \omega_{0i,0} - T_{i,0}^a \right] \right\} \delta z = 0 \quad (22)$$

Зміни узагальнених швидкостей  $\delta z$  довільні. Отже, вираз в фігурних дужках повинен зникнути. Отримане диференціальне рівняння першого порядку може бути записано так:

$$M(y) \dot{z} = q(y, z), \quad (23)$$

де:  $f \times f$  – матриця мас, яка задана:

$$M(y) = \sum_{i=1}^k \left[ \frac{\partial v_{0i,0}^T}{\partial z} m_i \frac{\partial v_{0i,0}}{\partial z} + \frac{\partial \omega_{0i,0}^T}{\partial z} \Theta_{i,0} \frac{\partial \omega_{0i,0}^T}{\partial z} \right] \quad (24)$$

та вектор  $f \times 1$  узагальнених сил:

$$q(y, z) = \sum_{i=1}^k \left[ \frac{\partial v_{0i,0}^T}{\partial z} (F_{i,0}^T - m_i a_{0i,0}^R) + \frac{\partial \omega_{0i,0}^T}{\partial z} (T_{i,0}^a - \Theta_{i,0} \alpha_{0i}^R - \omega_{0i,0} \times \Theta_{i,0} \omega_{0i,0}) \right] \quad (25)$$

поєднує в собі інерцію, гіроскопічні сили і крутні моменти з прикладеними силами й обертаючими моментами. Рівняння руху призводять до набору двох диференціальних рівнянь першого порядку. На відміну до наведеного методу, рівняння динаміки багатомасових сільськогосподарських машин та агрегатів при просторовому русі елементів рекомендовано досліджувати рівняннями Аппеля у роботі [12]. Однак, і ці рівняння вирішуються автоматично чисельними методами в MatLab.

### **Висновки.**

1. В роботі наведено метод дослідження автомобіля спеціального призначення, що дозволяє оптимізувати динаміку та керованість враховуючи стійкість руху. Запропоновано метод складання рівнянь динаміки автомобіля, як багатомасової моделі.

2. Для стандартного аналізу динаміки автомобіля шасі можна моделювати одним твердим тілом. Систему рульового керування, пропонується досліджувати як окремі тіла: рульове колесо, гнучкий керований вал, рульова рейка. Сили і моменти, що діють на колеса домінують в динаміці автомобіля. Для дослідження динаміки шин пропонується використовувати модель шин «ТМРТ».

3. Тривимірну модель автомобіля пропонується складати з п'яти твердих тіл. Рух кожного колеса і підвіски відносно кузова (шасі) обмежені ланками, шарнірами або іншими елементами.

### **Список використаних джерел**

1. Безбородова Г. Б. Моделирование движения автомобиля / Г. Б. Безбородова, В. Г. Галушко. – К.: Высшая школа, 1978. – 168 с.
2. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: Учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Д. А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
3. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Хачатуров А.А. Динамика системы “дорога – шина – автомобиль – водитель”. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
5. Башинський А. Л. Альтернативний підхід до оцінки поперечної стійкості автомобіля / А. Л. Башинський, С. А. Осташевський // Вестник

- Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2015. – Вып. 71. – С. 151–155.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
  7. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
  8. P. van der Jagt. The Road to Virtual Vehicle Prototyping; New CAEModels for Accelerated Vehicle Dynamics Development. ISBN 90-386-2552-9 NUGI 834, Tech. Univ. Eindhoven, 2000.
  9. Rill, G. Road vehicle dynamics: Fundamentals and modeling / Boca Raton, FL: CRC Press. (2012) 331 p.
  10. G. Rill. Vehicle modeling by subsystems. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering - ABCM, XXVIII(4):433, 2006.
  11. P. Lugner and M. Plochl. Tire Model Performance Test (TMPT). Taylor & Francis, 2007.
  12. Антощенко Р. В. Динаміка та енергетика руху багатоеlementних машинно-тракторних агрегатів: монографія / Р. В. Антощенко. – Х.: ХНТУСГ, «Міськдрук», 2017. – 244 с.

#### **Аннотация**

### **ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Дюндик С. М., Кись В. Н., Галич И. В.

*В работе обоснован метод исследования динамики автомобиля специального назначения. Предложены уравнения, описывающие динамику автомобиля, как многомассовую систему. Приведен анализ аналитических уравнений движения автомобильного колеса (шины).*

#### **Abstract**

### **JUSTIFICATION OF THE METHOD OF STUDYING THE SPEAKLY SPECIAL DESTINATION OF THE DYNAMICS OF A CAR**

S. Dyundik, V. Kis, I. Galich

*The paper substantiates the method for studying the dynamics of a special-purpose vehicle. The equations describing the dynamics of the car as a multi-mass system are proposed. The analysis of the analytical equations for the movement of the automobile wheel (tires).*

## ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРИСТОГО ЭЛЕМЕНТА ПЕНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВНУТРИПОЧВЕННОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ХИМИЗАЦИИ В СЛОЕ ПЕНЫ

Лукияненко А.В., ст. преп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*Работа заключается в обосновании геометрических параметров пористого элемента пеногенератора который используется для защиты растений химическим способом с внутрепочвенным внесением жидких средств химизации в слое пены.*

**Постановка задачи.** По результатам подсчетов продовольственной и сельскохозяйственной организации Объединенных Наций (ФАО) потери сельскохозяйственных культур от вредных организмов, сорняков и болезней составляют (в %): 10,6 – зерновых; 8,2 – сахарной свеклы; 10,3 – льна; 6,5 – картофеля; 10,0 – овощей; 20,0 – многолетних трав; 7,0 – плодов и ягод.

Для уменьшения потерь урожая сельскохозяйственных культур проводится активная работа по защите посевов от вредителей, сорных растений и болезней при помощи химического метода [1]. Один из способов защиты растений с помощью жидких средств химизации достигается путем внесения их внутрепочвенным методом в слое пены.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Технология внутрепочвенного внесения гербицидов в слое пены ленточным способом [2] осуществляется за счет устройства (Рис. 1), которое устанавливается на раму сеялки СУПН-8. Состоит оно из: воздушного насоса 1, емкости с раствором 4 и рабочего органа 2, установленного вместо штатного сошника [3]. Технологический процесс осуществляется следующим образом: из воздушного насоса 1 выходит два трубопровода 5, один из которых подсоединен к емкости с раствором 4, а второй к кожуху 3 рабочего органа. Насос нагнетает давление в емкость в результате чего часть раствора, находящегося в нем по трубопроводу, поступает в кожух рабочего органа. Внутри кожуха находится пористый элемент (губка), на его поверхность попадает раствор и воздух, который проталкивает его через поры губки, на выходе из губки происходит дробление воздуха в пузырьки, таким образом получается пена [4]. Затем пена нагнетается в полость под козырек рабочего органа. Скапливаясь внутри этого пространства, пена распространяется по его пустотам. В дальнейшем почва, осыпаясь, частично перераспределяет пену, сдвигая некоторую часть ее в центр обрабатываемой полосы. Происходит это по той причине, что почва сначала осыпается по краям, а потом уже и в центре. Так достигается равномерное распределение пены по ширине захватываемой полосы [5].

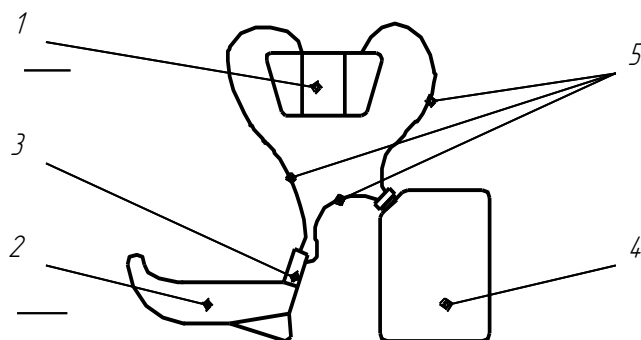


Рис. 1 – Схема устройства пеногенератора

**Цель исследований.** Так как в выше описанной конструкции насос с фиксированной продуктивностью, а кратность пены необходимо менять для варьирования нормы внесения жидких средств химизации, то было принято решение изготовить тестовые образцы пористого элемента с разным размером пор, габаритные размеры которой необходимо определить.

**Основная часть.** Получение пористых элементов из полимерного композиционного материала (ПКМ) [6], состоящего из полимера и порообразователя, включает подготовку компонентов; их смешивание; обработку давлением полуфабрикатов; последующее их спекание; удаление порообразователя; сушку изделия. Важнейшие характеристики пористых материалов, используемых для образования пены, пропускная способность, диаметры и протяженность поровых каналов определяются структурой материала. В свою очередь, структура пористых материалов формируется как стадиями сложной подготовки компонентов ПКМ и их смешиванием, так и при обработке давлением на стадии таблетирования.

Обработка давлением ПКМ осуществляется для сближения равномерно распределенных в объеме ПКМ отдельных частиц полимера, что обеспечивает надежное сращивание частиц полимера изъятых из прессформы заготовки ПКМ на стадии спекания при температуре 653 К. В результате сращивания частиц и последующего удаления порообразователя может создаваться полимерный каркас с равномерной устойчивой структурой с открытыми поровыми каналами больших протяженностей. Это является важным в процессах фильтрования. Можно ожидать, что степень сближения частиц обуславливается величиной прикладываемого давления при прессовании полуфабрикатов пористых материалов.

Для эксперимента было изготовлено четыре тестовых образца пористого элемента, форма и размер поперечного сечения которых должна соответствовать посадочному месту, а высота: 2 см, 6 см, 8 см и 10 см. Затем каждый из образцов был установлен вместо штатного элемента. Так же в эксперименте использовался пенообразующий раствор, объем и концентрация которого во всех четырех случаях были одинаковы и равнялась: объем 200 мл, концентрация 1,5 %. Осуществлялся запуск пеногенератора, после чего вся полученная пена помещалась в мерную емкость, производился замер объема пены и по полученным результатам вычислялась кратность. Объем пены во всех четырех замерах равнялся четырем литрам, а значит и кратность не изменялась.

**Вывод.** Из полученных данных можно сделать вывод, что образование пены осуществляется на поверхности пористого элемента, а не в середине его и

толщина губки никак не влияет на кратность. Следовательно, высоту пористого материала можно было использовать допустимо минимальную. Учитывая слабую упругость пористого материала, то при не большой высоте губки возникает вероятность, что образовавшееся давление в кожухе может вытолкнуть ее из штатного места, а при высоте 2 см упругости хватает чтобы она оставалась на месте. Поэтому было принято решение, что высота пористого материала должна составлять 2 см.

### **Список использованных источников**

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 1 (ч. 4). Машини для захисту рослин від шкідників і хвороб. – Харків: Око, 2002. – 272 с.
2. <http://agroflora.ru/vliyanie-pesticidov-na-okruzhayushhuyu-sredu/>
3. Мельник В.И., Лукьяненко А.Я., Оценка эффективности внутрипочвенного внесения гербицидов в слое пены. - Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - 2017. - Вип. 180. - С. 95-99.
4. А.с. 47751 Україна, А 01 С 23/00. Спосіб під поверхневого внесення засобів хімізації у ґрунт/ В.І. Мельник, О.В. Лук'яненко. (Україна).– № 47751; Заявлено 03.08.2009; Опубл. 25.02.2010, Бюл. № 4.- 2 с.
5. [http://library.uira.edu.ua/images/data/zbirnik/Yak\\_2/24.pdf](http://library.uira.edu.ua/images/data/zbirnik/Yak_2/24.pdf)
6. Калюжный А.Б., Платков В.Я., Калюжный Б.Г. Формирование давлением структуры и свойств пористых материалов на основе фторопласта-4. - Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - 2017. - Вип. 183. - С. 39-44.

### **Анотація**

#### **ОБҐРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОРИСТОГО ЕЛЕМЕНТА ПІНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ПІДПОВЕРХНЕВОГО ВНЕСЕННЯ РІДКИХ ЗАСОБІВ ХІМІЗАЦІЇ В ШАРІ ПІНИ**

Лук'яненко О.В., ст. викл.

*Робота полягає в обґрунтуванні геометричних параметрів пористого елемента пеногенератора який використовується для захисту рослин хімічним способом з підповерхневим внесенням рідких засобів хімізації в шарі піни.*

### **Abstract**

#### **SUBSTANTIATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF THE POROUS ELEMENT OF THE FOAM GENERATOR FOR INTRA-SOIL MILKING OF LIQUID MEANS OF CHEMIZATION INTO ELEPHANT FOAM**

Lukyanenko A.V.

*The work consists in substantiation of the geometrical parameters of the porous element of the foam generator, which is used to protect plants chemically with the introduction of liquid chemicals in the foam layer.*

## ТЕОРЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Обґрунтовані теоретичні проблеми теорії трактора і тягово-приводних МТА в напрямку їх тягової потужності і тягового ККД; доведено, що найбільш інформативним показником оцінки тягових властивостей трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами є його прискорення при розгоні.*

**Вступ.** Теорія трактора – наука про методи дослідження його експлуатаційних властивостей на стадії проектування і експлуатації. У задачі теорії трактора входять вивчення принципу побудови машин, оптимізація їх параметрів. Експлуатаційні властивості трактора – група властивостей, що визначають ступінь його пристосованості до експлуатації в якості мобільного енергетичного засобу.

Насичення ринку України високоенергонасиченими тракторами, в тому числі закордонними, зажадало подальшого розвитку теорії трактора в напрямку відповідності їх своїм функціональним призначенням.

**Аналіз основних публікацій, досліджень.** Теорія трактора як окрема галузь науки сформувалась у середині 30-х років минулого століття, коли почався період бурхливого розвитку тракторобудування.

Перший посібник з теорії трактора був виданий у 1935 р. проф. М.І. Медведєвим [1]. У 1952 р. проф. Є.Д. Львов [2] видав більш повний посібник, у якому автор вперше узагальнив накопичені раніше розрізнені питання теорії трактора, виклав їх у певній послідовності та взаємозв'язку. Створення у 1960-1970 роках високоенергонасичених тракторів, що працюють на підвищених швидкостях руху, вимагало подальшого розвитку теорії трактора, особливо у галузі взаємодії рушіїв з ґрунтом, розгону машинно-тракторного агрегату, стійкості та керованості, плавності ходу трактора, комфорту оператора. Дані питання були узагальнені з єдиних позицій проф. В.В. Гуськовим [3]. У 70-ті роки минулого століття проф. Г.М. Кутьков висунув гіпотезу створення сільськогосподарських тракторів тягово-енергетичної концепції замість тягової, теоретичні основи якої викладені у роботі [4].

З числа найбільш значущих робіт по динаміці трактора слід відзначити роботи акад. В.Н. Болтинського [5], який започаткував основи динаміки трактора. Узагальнення та систематизацію робіт з тягової динаміки трактора виконав проф. Г.М. Кутьков, а з плавності ходу – проф. В.Я. Анілович. Ними у співробітництві з проф. І.Б. Барським була видана монографія з динаміки трактора [6], яка стала продовженням теорії трактора, розробленої проф. Є.Д. Львовим [2].



Результати нових наукових досліджень в галузі теорії колісних і гусеничних машин з різними типами трансмісій узагальнені в монографії [7], у якій з єдиних позицій розглянуті динамічні процеси машин при взаємодії з зовнішнім середовищем, особливо з дорогою.

Експлуатаційні властивості тракторів, їх показники узагальнені, класифіковані та доповнені проф. І.І. Трепененковим [8], який запропонував принцип класифікації тракторів за номінальним тяговим зусиллям, враховуючи питання їх агрегування з робочими машинами та знаряддям.

Практика ставить нині перед наукою необхідність виконання досліджень в напрямку відповідності тракторів підвищеної енергонасиченості їх функціональному призначенню. При цьому першочерговою проблемою є оцінка тягово-швидкісних властивостей тракторів при нестабільних його параметрах і режимах роботи.

**Метою даної роботи** є обґрунтування напрямку розвитку теорії тягово-швидкісних властивостей трактора і методів їх оцінки при виконанні технологічного процесу.

**Результати дослідження.** Розглянуто теоретичні проблеми тракторів і тягово-привідних МТА в напрямку їх тягової потужності і тягового ККД.

*Проблема (Тягова потужність і тяговий ККД трактора).* Тягова потужність трактора характеризується потужністю, необхідної для подолання тягових опорів агрегованих з трактором машин і знарядь, а тяговий ККД – відношенням тягової потужності до ефективної потужності двигуна [3]. У технічній і навчальній літературі існує два визначення тягового ККД трактора. У роботі [2] запропоновано оцінювати тяговий ККД по залежності  $\eta_y = N_{TM} / N_{EM}$ , а у роботі [4] –  $\eta_T = N_T / N_e$ , де  $N_{TM}, N_T; N_{EM}, N_e$  – відповідно максимальна і номінальна тягова потужність трактора і потужність двигуна. У роботі [1]  $\eta_y$  названо умовним тяговим ККД трактора, який до теперішнього часу використовується поряд з  $\eta_T$  при оцінці тягових показників тракторів. У роботі [4] доведена нееквівалентність  $\eta_y$  та  $\eta_T$ , що є наслідком різного розуміння потенційної тягової характеристики трактора, обґрунтованої у роботі [8], як огинаюча тягових характеристик по передачах, відповідним номінальним оборотам двигуна.

На прикладі тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 (відповідно маса експлуатаційна 4990 кг і 8900 кг, номінальна потужність двигуна 96 кВт і 128,7 кВт) теоретично доведено і експериментально підтверджено, що тягова потужність  $N_T$  тракторів на орних роботах описуються опуклою функцією тягового зусилля  $P_K$  з локальним максимумом (рис. 1).

При визначенні локального максимуму потенційної тягової характеристики трактора, яка характеризується залежністю  $N_T = f(P_K)$ , необхідно для знаходження екстремуму такої функції взяти по її незалежній змінній першу похідну і прирівняти нулю, тобто  $dN_T / dP_K = f'(P_K) = 0$ . Вирішуючи цю залежність відносно  $P_K$  визначається екстремальне значення  $N_T$ . Наприклад, при рівності тягового зусилля номінальному значенню  $P_K = P_{KH}$

маємо функцію  $N_T = f(P_{KH})$ , екстремум якої визначається за знаком другої похідної. При  $d^2N_T/d^2P_K > 0$  маємо мінімум функції, при  $d^2N_T/d^2P_K < 0$  – максимум.

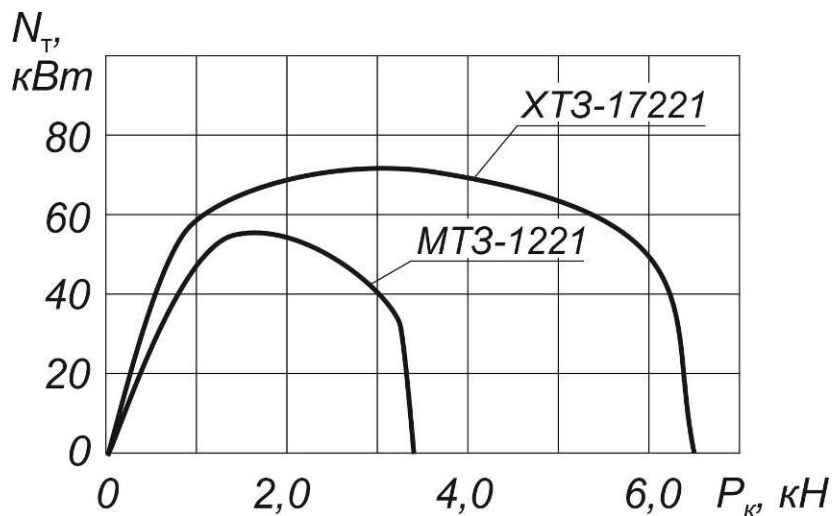


Рис. 1 – Потенційна тягова характеристика тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах

Розглядаючи залежність  $N_T = f(P_K)$  в динаміці, що характерно при виконанні трактором орних робіт [8], можна записати  $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$ , де  $a, b, c$  – коефіцієнти енергоємності оранки. Для даної функції формулюється наступне твердження:

Квадратична функція  $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$  приймає екстремальне максимальне значення  $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$  при  $P_K = -b / 2a$  та  $a < 0$ .

**Доказ.** Функцію  $aP_K^2 + bP_K + c$  ( $a \neq 0$ ) при визначенні максимального екстремального значення перетворимо до виду:

$$aP_K^2 + bP_K + c = a(P_K^2 + b/aP_K) + c = a(P_K^2 + 2P_K b/2a + b^2/4a - b^2/4a^2) + c = a[(P_K + b/2a)^2 - b^2/4a^2] + c = a(x + b/2a)^2 + (c - b^2/4a).$$

При  $a < 0$  перший доданок  $a(P_K + b/2a)^2$  недодатний і матиме найбільше значення при  $P_K + b/2a = 0$ , тобто при  $P_K = -b/2a$ .

При постійному значенні другого доданка квадратична функція має найбільше значення  $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$ .

Твердження доказано.

Розрахунок за цим твердженням максимальних значень потенційної тягової характеристики тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах (оранка стерні озимої пшениці на глибінь 25 ... 27 см) підтвердили адекватність максимального значення  $N_{T \max}$  (МТЗ-1221 – 56 кВт, ХТЗ-17221 – 74 кВт)

результатами тягових випробувань тракторів (по рис. 1). При цьому маємо для тракторів МТЗ-1221 –  $\eta_{T \max} = 0,58$ , ХТЗ-17221 – 0,57.

При оцінці залежності  $\eta_T$  від втрат енергії в трансмісії  $\eta_{тр}$  і рушії  $\eta_g$ , на буксування  $\eta_\delta$  і пересування  $\eta_f$ , тобто  $\eta_T = f(\eta_{тр}, \eta_g, \eta_\delta, \eta_f)$ , вирішується завдання забезпечення  $\eta_{T \max}$  при рівності нулю перших похідних зазначеної функції за параметрами.

Параметри  $\eta_{тр}$  та  $\eta_g$  оцінюють досконалість конструкції трансмісії і рушія трактора,  $\eta_\delta$  та  $\eta_f$  – досконалість взаємодії ходових систем трактора з ґрунтом.

При цьому параметри  $\eta_{тр}, \eta_g, \eta_\delta, \eta_f$  записуються у вигляді  $\eta_{тр} = f_1(N)$ ,  $\eta_g = f_2(N, m, S)$ ,  $\eta_\delta = f_3(v, m, S, P_k)$  і  $\eta_f = f_4(v, m, S, P_k)$ , де  $N$  – передана потужність трансмісією;  $m$  – зчїпна маса;  $S$  – опорна площа рушїя;  $v$  – швидкість руху і  $P_k$  – тягове зусилля. В даному випадку можна записати

$$\eta_T = f_1(N)f_2(N, m, S)f_3(v, m, S, P_k)f_4(v, m, S, P_k).$$

Для визначення параметрів, наприклад двох  $m$  і  $P_k$ , при яких забезпечується  $\eta_{T \max}$ , необхідно вирішити наступні рівняння:

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial m} = f_1 \left( \frac{\partial f_2}{\partial m} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial m} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial m} f_2 f_3 \right) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_k} = f_1 \left( \frac{\partial f_2}{\partial P_k} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial P_k} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial P_k} f_2 f_3 \right) = 0. \quad (2)$$

В даному прикладі вирішується завдання функції двох змінних, яка при геометричній інтерпретації являє собою поверхню в тривимірному просторі у вигляді перевернутої чаші (рис. 2).

З цієї поверхні визначається  $\eta_{T \max}$ , відповідний вищій точки поверхні  $\eta_T = f(m, P_k)$ .

Двигуни тракторів з малим запасом крутного моменту ( $\approx 15-17\%$ ) відносяться до двигунів з локальним максимум потужності, для яких необхідно доказ відповідності характеру зміни тягового ККД і потенційної тягової характеристики трактора. З цією метою запишемо систему рівнянь взаємозв'язку потужності двигуна  $N_g$  і тягового зусилля  $P_k$  трактора в вигляді:

$$\left. \begin{aligned} dN_g / dP_k &= 0; \\ dN_g \eta_T / dP_k + N_g d\eta_T / dP_k & \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Умовою спільного вирішення даної системи є задоволення рівності  $N_g d\eta_T / dP_k = 0$ , при якому тягове зусилля  $P_{\text{дм}}$ , при якій досягається максимум потужності двигуна на конкретній передачі, збігається з тяговим зусиллям  $P_{\text{км}}$ ,

доставляє максимум тягової потужності трактора. У цьому випадку рівність  $P_{\text{дм}} = P_{\text{км}}$  виконується тільки в одній точці  $P_{\text{кп}}$ , де досягається максимум тягового ККД трактора.

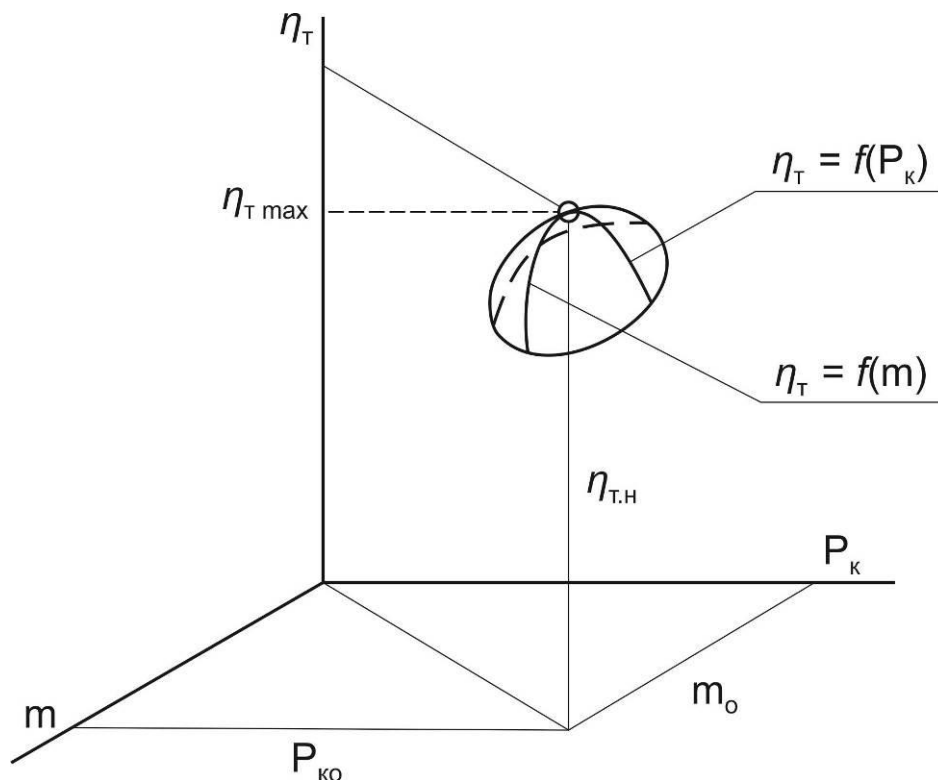


Рис. 2 – Залежність тягового ККД  $\eta_T$  трактора від його експлуатаційної маси  $m$  і тягового зусилля  $P_k$

Оскільки  $N_g > 0$ , знак  $N_g d\eta_T / dP_k$  визначається другим співмножником. Звідси слідує, що при  $P_{\text{дм}} < P_{\text{кп}}$  маємо  $P_{\text{км}} > P_{\text{дм}}$  і навпаки.

Таким чином, для сільськогосподарського трактора в робочому діапазоні тягових зусиль  $P_k < P_{\eta}$  максимум тягової потужності досягається на коректорній гілці характеристики двигуна і відображає тягово-зчіпні і потужності якості трактора в неробочій зоні його тягової характеристики, використовуваної для подолання короткочасного збільшення опору руху. Саме при цьому і виникають проблеми при комплектуванні тракторного агрегату, якщо за основу береться максимальна тягова потужність. Дана проблема вирішується в основному при застосуванні на тракторах двигунів з підвищеним коефіцієнтом запасу крутного моменту (двигуни постійної потужності ДПП), який характеризується відношенням максимального крутного моменту  $M_{e \text{ max}}$  двигуна до його значенням  $M_{e \text{ ном}}$  при номінальній частоті обертання колінчастого вала, тобто  $K_M = M_{e \text{ max}} / M_{e \text{ ном}}$  [10]. На більшості тракторів зарубіжних фірм встановлені ДПП мають  $K_M = 1,4 \dots 1,5$ , наприклад найбільш затребувані на ринку України трактора Case IH Magnum 340 маємо  $K_M = 45,7$

%, New Holland T8.398 –  $K_m$  – 41,9 %, John Deere 8335R –  $K_m$  – 41,4 %.

Сформована тенденція застосування на сільськогосподарських тракторах ДПП і багатошвидкісних трансмісій вимагає уточнення теоретичного опису робочого процесу їх взаємодії. Відповідно до традиційної теорії трактора при коливаннях сили тяги виникають відповідні коливання режими роботи ДПП, тобто регулярні переходи з коректорної гілки характеристики на регуляторну гілку, робота на якій по витраті палива не може бути визнана ефективною. Пропонується для тракторів з ДПП відмовитися від номінального режиму роботи дизеля в якості основного, при якому можлива його робота на регуляторній характеристиці, замінивши його робочим режимом при меншій частоті обертання колінчастого вала.

Таким чином, робочий режим роботи ДПП при зниженій частоті колінчастого вала не потребує перемикань передач при реальних коливаннях сили тяги трактора при виконанні польових операцій.

При традиційному підході [10] вибору коефіцієнта  $q$  геометричного ряду робочих швидкостей трактора його взаємозв'язок з  $K_m$  оцінюється по залежності  $q = \sqrt[3]{K_m}$ . У реальних цифрах дана залежність показує, що при зміні  $K_m$  від 1,3 до 1,6 перепад між сусідніми швидкостями трактора в робочому діапазоні повинен бути від 1,09 до 1,17. В цьому випадку діапазон робочих швидкостей  $D$  трансмісії трактора при кількості  $K$  швидкостей в робочому діапазоні визначається за

$$K_m = D^3 / (K - 1). \quad (4)$$

Дана залежність відображає теоретичний взаємозв'язок між показниками ДПП і параметрами трансмісії трактора, що дозволяє забезпечити їх злагоджену роботу.

При зміні робочих швидкостей тракторів при виконанні технологічних процесів в рослинництві в межах від 4 до 12 км/год. по залежності (4) розраховані коефіцієнти  $K_m$  пристосовності ДПП по моменту, виходячи з діапазону робочих швидкостей  $D=3$  і заданої мінімальної кількості  $K$  швидкостей, а також значення коефіцієнта перепаду  $q$  між суміжними швидкостями (табл. 1).

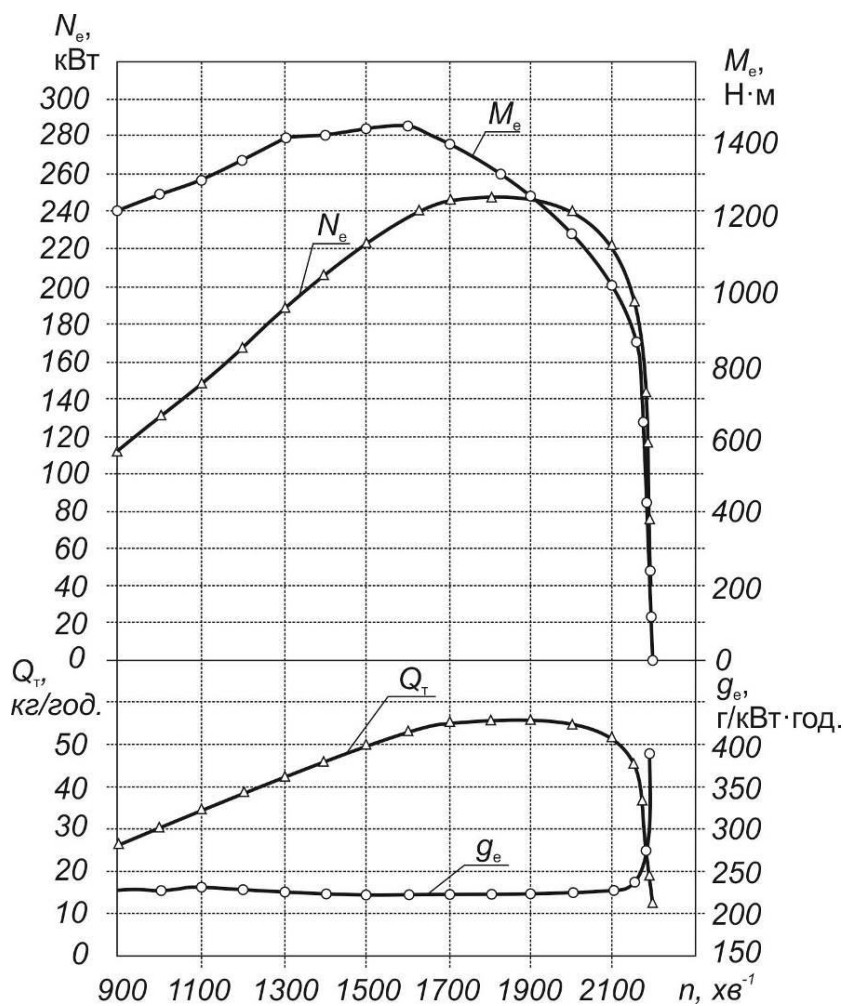
Таблиця 1 – Взаємозв'язок між параметрами ДПП і трансмісії трактора

Параметри	Значення параметрів								
	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$K_m$	1,73	1,6	1,51	1,44	1,39	1,35	1,32	1,29	1,27
$q$	1,20	1,17	1,15	1,13	1,12	1,10	1,096	1,088	1,08

По даній таблиці надається можливим оптимізувати параметри трансмісії трактора при відомому коефіцієнті пристосовності двигуна.

При роботі трактора з ДПП в робочому режимі при зниженій частоті колінчастого вала двигуна забезпечується зниженням витрати палива. Це підтверджено при випробуваннях трактора John Deere 8335R (рис. 3).

Аналіз даної характеристики двигуна дозволяє зробити висновок, що в діапазоні зміни  $n = 1700...1900$  хв<sup>-1</sup> двигун працює в режимі  $N_e - \text{const}$  при  $g_{emin}$ . У реальній експлуатації трактора при виконанні технологічних операцій його навантаження змінюється у межах 10...30 %, в зв'язку з чим виправданий робочий режим роботи двигуна при меншій частоті обертання колінчастого вала. Даний висновок підтверджено експериментально при виконанні трактором John Deere 8335R орних робіт з тяговим навантаженням 100% і 60% (табл. 2).



$N_e$  – потужність;  $M_e$  – крутний момент колінчастого вала;  $Q_t$ ,  $g_e$  – абсолютна та питома витрата палива;  $n$  – частота обертання колінчастого вала двигуна

Рис. 3 – Характеристика двигуна трактора John Deere 8335R

Таблиця 2 – Тягово-енергетичні показники трактора John Deere 8335R на орних роботах

Тягове навантаження	Частота обертання двигуна, хв-1	Швидкість руху, км/год.	Тягова потужність, кВт	Тяговий ККД	Витрата палива	
					абсолютна, кг/год.	питома, г/кВт·год.
100 %	2100	8,3	172	0,78	50	230
100 %	1900	8,1	196	0,80	52	225
60 %	1300	8,5	133	0,70	42	224

Аналіз даної таблиці показує, що при роботі трактора John Deere 8335R на орних роботах при 100% тягового навантаження кращі тягові показники забезпечуються при частоті обертання колінчастого вала двигуна  $1900 \text{ хв}^{-1}$  в порівнянні з режимом роботи двигуна при номінальній частоті обертання колінчастого вала ( $2100 \text{ хв}^{-1}$ ) при приблизно однакових затратах палива. При цьому при роботі двигуна при частоті обертання колінчастого вала  $2100 \text{ хв}^{-1}$  можлива його робота на регуляторній гілці з підвищеною витратою палива. При зниженні тягового навантаження трактора при зменшенні глибини оранки і переході на частковий режим роботи двигуна досягається істотне зниження витрати палива.

Для реалізації на тракторах автоматизованого переходу на частковий режим роботи двигуна при зниженні тягового опору руху необхідно теоретичне і практичне вирішення проблеми по обґрунтуванню алгоритму роботи системи управління режимами роботи трактора і синтез системи управління.

Одним з напрямків вирішення даної проблеми може бути система управління, що базується на аналізі прискорення руху тракторного агрегату [12].

*Проблема (тягово-приводні МТА).* Тягово-приводні МТА, в яких потужність двигуна реалізується через тягу трактора і в основному (до 70%) на привід активних робочих органів ґрунтообробних машин (ротаційних плугів, ґрунтообробних фрез і т.д.) [13], відносяться до класу тракторів тягово-енергетичної концепції. При оцінці потужності балансу даних МТА проблема полягає в обґрунтуванні умов їх функціонування без циркуляції потужності від рушіїв трактора до активних робочих органів і далі до двигуна.

На потужнісний баланс тягово-приводного МТА, наприклад з ротаційної машиною, істотно впливає «штовхаюче зусилля»  $P_x$  від активних робочих органів сільгоспмашини. Залежно від співвідношення  $P_x$  і сили тяги на гаку трактора  $P_{кр}$  можливо три випадки руху МТА:

- при  $P_{кр} > P_x$  до рушіїв трактора прикладений крутний (ведучий) момент  $M_k$  і дотична сила  $P_k$ , що діє в напрямку руху МТА. При цьому може мати місце буксування рушіїв трактора (коефіцієнт буксування  $\delta > 0$ );
- при  $P_{кр} = P_x$  рух МТА здійснюється без буксування трактора ( $\delta = 0$ );
- при  $P_{кр} < P_x$  рушії трактора навантажені негативним моментом і дотична сили  $P_k$  спрямована проти ходу трактора. Негативна сила тяги приводить до появи негативного буксування – ковзання ( $\delta < 0$ ). Різниця тягової потужності трактора  $N_{кр}$  і потужності «штовхаючого зусилля»  $N_x$  утворює надлишкову потужність  $N_{над} = N_x - N_{кр}$ , частина якої витрачається на ковзання рушіїв, а інша частина передається через трансмісію трактора на привод активних робочих органів сільгоспмашини. Надлишкова потужність циркулює по замкнутому колу: від рушіїв трактора через трансмісію і ВВП трактора до барабану ротаційної машини, а від останньої через остов машини і навішення до

двигуна трактора. Під дією циркулюючої потужності відбувається інтенсивний знос шин, трансмісії і приводу ВВП трактора, знижується ККД і збільшується витрата палива МТА. Подібне явище циркуляції потужності спостерігається також в тягово-транспортних агрегатах з активним приводом ходової системи причепа [14]. Пропонується для усунення негативних наслідків циркулюючої потужності в комбінованих ротаційно-грунтообробних машин застосовувати тягові робочі органи, що встановлюються перед барабаном або ззаду барабана ротаційної машини [13]; а в тягово-транспортних агрегатах застосовувати гідравлічний (електричний) привод ходової системи причепа [14].

Даний аналіз дозволяє сформулювати гіпотезу ефективної роботи тягово-приводного МТА:

*«Оптимальні витрати енергії на роботу МТА з комбінованою ґрунтообробною машиною з тяговими і приводними робочими органами можна досягти за однакової кількості «штовхаючого зусилля» ротаційної машини і суми опорів коченню трактора і машини».*

*Проблема (оцінка тягового зусилля трактора).* Сутність проблеми полягає в тому, що відомі методи оцінки тягових властивостей трактора, що базуються на основних положеннях теорії трактора [2, 3, 4], застосовні при його випробуванні.

Дані методи не прийнятні для тракторів тягово-енергетичної концепції при відборі потужності на привід активних робочих органів сільгоспмашин при виконанні технологічного процесу.

Доведено, що найбільш інформативним показником тягових властивостей трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами (жниварки, комбайни кукурудзозбиральні і силосозбиральні, розкидачі добрив і т.д.) є його прискорення при розгоні. Обґрунтований метод передбачає визначення тягового зусилля  $P_T$  на ведучих колесах трактора при відключених активних робочих органів та при виконанні технологічного процесу (ВВП трактора включений). Запропонована залежність оцінки  $P_T$  від прискорення розгону трактора з виключеними  $\dot{\vartheta}_T(\nu)$  і включеними  $\dot{\vartheta}_T^B(\nu)$  активними робочими органами

$$\frac{P_T}{m_T} = \left( 1 + \frac{m_{cx}}{m_T} \right) [\dot{\vartheta}_T(\nu) - \dot{\vartheta}_T^B(\nu)], \quad (5)$$

де  $m_T$ ,  $m_{cx}$  – маса трактора і сільськогосподарської машини.

Оскільки  $P_T$  відповідає тяговій силі на ведучих колесах трактора без урахування втрат на тертя в трансмісії, то ефективна потужність двигуна визначається по залежності:

$$N_e(\nu) = P_T \nu_T = (m_T + m_{cx}) \nu_T [\dot{\vartheta}_T(\nu) - \dot{\vartheta}_T^B(\nu)], \quad (6)$$



де  $v_t$  та  $\dot{g}_t(v)$  – поточні значення лінійної швидкості і прискорення трактора, які виміряються в процесі дослідження з кроком часу  $\Delta t$ .  
Потужність на гаку трактора визначається по залежності:

$$N_{кр}(v) = m_t v_t \left[ \dot{g}_t^f(v) - \left( 1 + \frac{m_{cx}}{m_t} \right) \dot{g}_t^B(v) \right], \quad (7)$$

де  $\dot{g}_t^f(v)$  – прискорення трактора при дії тільки сили опору коченню на колеса трактора.

Тяговий ККД трактора при агрегуванні з сільгоспмашинами з активними робочими органами визначається по залежності:

$$\eta_t = \frac{N_{кр}(v)}{N_e(v)} = \frac{\dot{g}_t^f(v) - \dot{g}_t^B}{\dot{g}_t - \dot{g}_t^B}. \quad (8)$$

*Таким чином, при відомій масі трактора і агрегуємої сільгоспмашин з активними робочими органами тягове зусилля на ведучих колесах трактора визначається по різниці прискорення розгону агрегату з виключеними і включеними робочими органами при виконанні технологічного процесу; потужність на гаку визначається різницею прискорення розгону трактора при дії тільки сил опору коченню на колесах трактора і при виконанні технологічного процесу.*

**Висновки.** Аналізуючи стан теорії трактора, необхідно відзначити, що основні теоретичні положення розроблені для тракторів тягової концепції, які успішно реалізують при їх проектуванні, випробуванні та експлуатації. Для тракторів тягово-енергетичної концепції при відборі потужності на привод активних робочих органів сільгоспмашин необхідний теоретичний їх розвиток в напрямку тягово-енергетичного балансу, технологічної адаптації і т.д.

### Список використаних джерел

1. Медведев М.И. Конструирование трактора. Ч.1. Теория трактора / М.И. Медведев. – Харьков-Киев, ОНТИ, 1935. – 276 с.
2. Львов Е.Д. Теория трактора/ Е.Д. Львов. – М.: Машгиз, 1952. – 252 с.
3. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория / В.В. Гуськов. – Минск: Вышэйш школа, 1977. – 384 с.
4. Кутьков Г.М. Основы теории трактора и автомобиля /Г.М. Кутьков. – М.: Колос, 1996. – 274 с.
5. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. — М.: ОГИЗ-Сельхозгиз, 1949. — 216 с.
6. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
7. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е.

- Александров, Д. О. Волонцевич, В. А. Карпенко, А. Т. Лебедев, В. А. Перегон, В. Б. Самородов, А. Н. Туренко; ред.: А. Н. Туренко. - Х. : Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. - 642 с.
8. Трепененков И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов / И.И. Трепененков. — М.: Машгиз, 1963. — 270 с.
  9. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов / И. Б. Барский. – М.: Машиностроение, 1968. – 335 с.
  10. Анилович В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочник /В. Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
  11. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Под ред. И.П. Ксеневича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
  12. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Поригало и др. под ред. М.А. Подригало. – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220 с.
  13. Ветохин В.И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины / В.И. Ветохин, И.М. Панов, В.А. Шмонин, В.А. Юзбашев. - Киев: Феникс, 2009. – 264 с.
  14. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости / В.Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 253 с.

## Аннотация

### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т.

*Обоснованные теоретические проблемы теории трактора и тягово-приводных МТА в направлении их тяговой мощности и тягового КПД; доказано, что наиболее информативным показателем оценки тяговых свойств трактора при агрегатировании с сельхозмашинами с активными рабочими органами является его ускорение при разгоне.*

## Abstract

### THEORETICAL PROBLEMS OF THE TRACTOR THEORY

A. Lebedev

*Theoretical problems of tractor theory and traction-driven MTA in the direction of their traction power and traction efficiency are substantiated; it is proved that the most informative indicator of estimation of traction properties of a tractor during aggregation with agricultural machinery with active working bodies is its acceleration at acceleration.*

## МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРІВ НА РИНКУ УКРАЇНИ

Лебедєв А.Т., д.т.н., проф., Шуляк М.Л., д.т.н., проф.,  
Калінін Є.І., к.т.н., доц., Луньова Д.А., магістрант

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

Лебедєв С.А., к.т.н., директор

*Харківська філія УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого*

*Ринок тракторів сільськогосподарського призначення в Україні представлений моделями різного технічного рівня. В таких умовах при інтенсивній рекламі тракторів, особливо зарубіжних виробників, споживачеві складно оцінити їх технічну досконалість, новизну і прогресивність конструктивно-технологічних рішень.*

*Проблема ергономічної оцінки якості різних об'єктів, в тому числі і тракторів, один з ключових питань комплексної системи, підвищення якості промислової продукції і технологічних процесів. Ергономічна оцінка визнана обов'язковим елементом цілісної оцінки якості об'єктів в техніці. За існуючими уявленнями ергономічні якості сучасної техніки визначаються ступенем відповідності параметрів цієї техніки основними характеристиками людини. На основі теоретичних досліджень обґрунтований інтегральний (універсальний) метод оцінки ергономічних показників трактора, що дозволяє оцінити ергономічні показники трактора з визначенням, відповідності умов роботи оператора нормативним вимогам.*

*Експериментальними дослідженнями за інтегральним методом оцінки ергономічних показників тракторів доказана перспективність застосування гідрооб'ємних механізмів повороту на гусеничних тракторах.*

**Вступ.** Проблема ергономічної оцінки якості різних об'єктів, в тому числі і тракторів, одне з ключових питань комплексної системи підвищення якості промислової продукції і технологічних процесів.

Об'єктом ергономіки є система «людина-машина» (СЛМ). Такі системи є компромісними, в них враховуються можливості оператора, досягнутий рівень технічних характеристик машин і параметри середовища. При цьому складові частини ергатичної системи розглядаються як частини функціонально-цілісної системи.

**Аналіз основних досліджень та публікацій.** Ринок тракторів сільськогосподарського призначення в Україні представлений моделями різного технічного рівня [1, 2]. В таких умовах при інтенсивній рекламі тракторів, особливо закордонних виробників, споживачеві складно оцінити їхню технічну досконалість. На ринку тракторів в Україні наразі широким

попитом користуються торгівельні марки Belarus, John Deere, Case IH, New Holland, технічний рівень яких оцінюється не тільки досконалістю їх конструкції, але і відповідністю ергономічних показників нормативам Технічного регламенту безпеки машин, затвердженому ухвалою Кабінету Міністрів України 30 січня 2013 року за № 62.

Мета ергономіки – наукове обґрунтування ергономічних вимог і рекомендацій для проектувальників, технологів, організаторів виробництва і експлуатаційників щодо створення та застосування оптимальних СЛМ з урахуванням різних обмежень, що накладаються на оператора, машину і середовище.

За класифікацією, запропонованої Мейстером [3], розрізняють три типи ергатичних систем:

1. Системи, які дозволяють прогнозувати працездатність людини;
2. Системи, що дозволяють прогнозувати функціонування системи;
3. Системи, що включають як властивості людини, так і параметри обладнання.

Ергономічна оцінка якості тракторів може бути комплексною, диференційованою і змішаною.

Комплексний принцип оцінки полягає у визначенні рівня якості одним інтегральним показником – величиною безрозмірною (ергономічністю).

Диференційований – у визначенні рівня якості за допомогою ряду показників (безрозмірних величин).

Приємом змішаної оцінки рівня якості включає в себе принципи комплексної і диференційованої оцінки.

Оцінка рівня ергономічних показників якості проводиться шляхом порівняння характеристик оцінюваного об'єкта з характеристиками об'єкта еталона.

Здійснювану ергономічну оцінку якості об'єкта можна виразити у вигляді покрової структури (рис. 1).

Результати роботи оператора оцінюються зазвичай з точки зору його продуктивності (швидкодія, надійність, точність і т.д.) і з точки зору психофізичної ціни, якої вони досягаються.

Під станом людини, що виконує певне завдання, в інженерній психології розуміють комплексну характеристику внутрішніх можливостей успішного вирішення цього завдання.

Стан організму визначається здатністю керуючих механізмів забезпечувати урівноваження організму з середовищем, його адаптацію до умов середовища. Проблемі його оцінки присвячений ряд робіт з фізіології, інженерної психології, охорони праці і т.д. [4, 5, 6].

Описуючи і оцінюючи стан людини в процесі трудової діяльності, дослідники неминуче стикаються з труднощами в способах отримання інформації про стан осіб, а також з труднощами по систематизації і аналізу отриманих даних [4]. Це відбувається внаслідок складності самої системи управління людського організму, його багаторівневої регуляції, особливостей структури центральної нервової системи і її відділів.

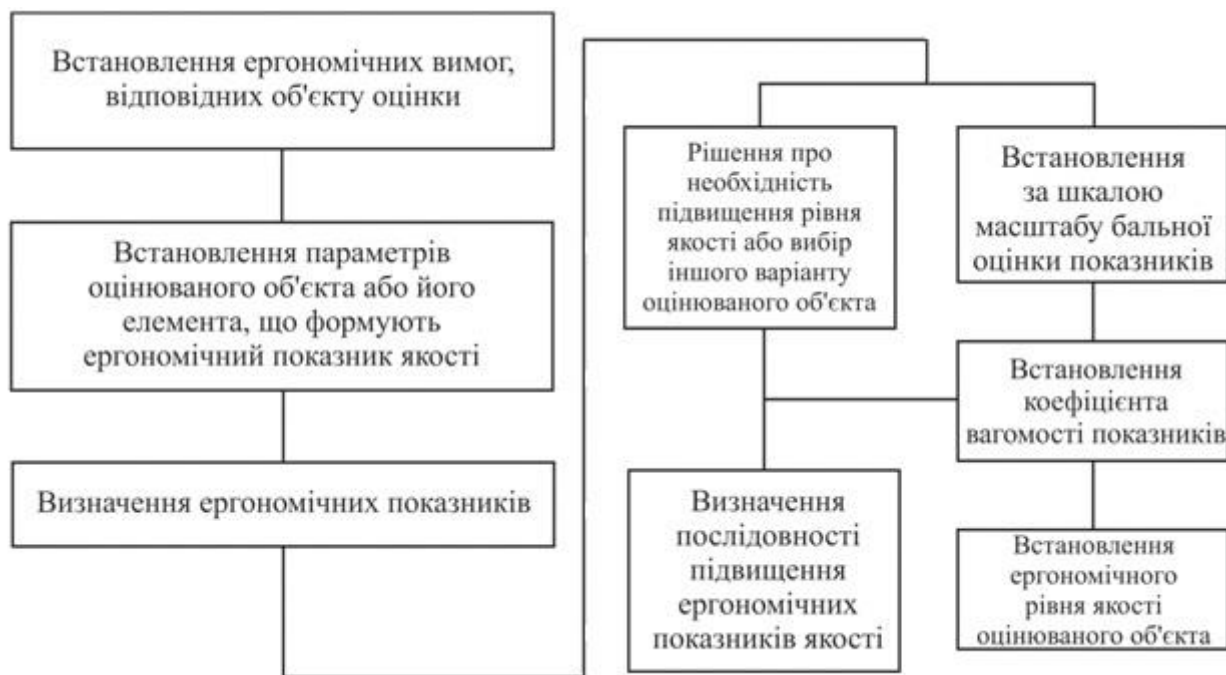


Рис. 1 – Покрокова структура ергономічної оцінки якості об'єкта

Кінцевою метою контролю станів оператора є їх нормалізація (управління станом). Вона являє собою систему впливів, спрямованих на запобігання несприятливих станів оператора, і має на меті попередження помилок людини і збереження його здоров'я (коригування режимів праці та відпочинку, вплив зовнішніми подразниками, різні види саморегуляції стану).

**Мета роботи.** Проаналізувати та обрати методи оцінки ергономічних показників трактора у відповідності до вимог «Технічного регламенту безпеки машин».

**Основна частина. Інтегральна оцінка ергономічних параметрів трактора.** Під інтегральною оцінкою ергономічних параметрів тракторів мається на увазі такий показник ергономічності тракторів, який з урахуванням впливу (вагомості) кожного окремого показника дає можливість судити про якість трактора в аспекті відповідності його нормативним документам, антропометричним, психофізіологічним і іншими даними керуючого трактором оператора. При розгляді завдань, пов'язаних з оцінкою ергономічних параметрів трактора можна методичку інтегральної оцінки сформулювати наступним чином: обґрунтування взаємозв'язку якості організації робочого місця (посади управління) оператора з якістю його праці.

Оскільки умови праці на робочому місці оператора характеризуються і описуються ергономічними параметрами, то вірогідною є можливість їх оцінки з точки зору кваліметрії [7], тобто науці про якість досліджуваних об'єктів, яка має цілий ряд ключових положень і використовує певний математичний апарат, що дозволяє кількісно представити узагальнену оцінку конкретного виробу по деякій множені його властивостей (параметрів). І таким чином можна отримати кількісну оцінку якості продукції відповідно до поставленої мети.

Для супроводу «Технічного регламенту безпеки тракторів» використано

комплексний принцип оцінювання технічних систем, що полягає у визначенні рівня якості за одним інтегральним показником [8]. Інтегральне оцінювання ергономічних показників тракторів з урахуванням впливу (вагомості) кожного окремого показника дає можливість судити про якість трактора в аспекті відповідності його нормативним документам, антропометричним, психофізіологічним та іншим даним оператора.

Комплексний (інтегральний) показник ергономічності трактора  $K_e$  визначають сукупністю зведених до одиначної домірності відносних безрозмірних кількісних значень  $K_1, K_2, K_3, \dots, K_i$  одиначних ергономічних показників. Враховуючи ваговитість  $a_i$  показників  $K_i$ , комплексний показник ергономічності трактора оцінюють із залежності:

$$K_e = \sum_{i=1}^n (a_i \cdot K_i). \quad (1)$$

Для набуття відносних значень  $K_i$  окрім  $a_i$  необхідно враховувати їх базові значення ( $b_i$ ), що відповідають комфортним умовам роботи операторів; рівні «вето» ( $c_i$ ), що визначають умови, коли система «людина – машина» стає небезпечною для керування, а також використовувати фактичні рівні ергономічних показників ( $d_i$ ) оцінюваного трактора.

Якщо трактор характеризується кількома ергономічними показниками, то відносне значення ергономічного показника визначають відношенням кількості показників, що не відповідають нормативним характеристикам ( $d_{in}$ ), до кількості таких, що відповідають нормативним характеристикам ( $b_{in}$ ):

$$K_i = 1 - d_{in} / b_{in}. \quad (2)$$

За показниками, що не мають метрологічної основи (робоча поза, умови виконання технічного забезпечення), оцінювання ергономічних показників виконують за шкалою [8] (табл. 1).

Таблиця 1 – Шкала оцінювання ергономічних показників, що не мають метрологічної основи

Категорія	1	2	3	4
$K_i$	1,0	0,78	0,40	0,0

За фактичних значень одиначних показників, що дорівнюють базовим, ( $d_i = b_i$ ), значення одиначного показника береться за норму і  $K_i = 1$ . Для виключення можливості нівелювання відносних значень ергономічних показників приймають, що за будь-якого значення  $d_i$  значення  $K_i$  буде не

більшим  $a_i$ . В даному випадку при  $\sum_{i=1}^n a_i = 1$  на тракторі з рівнем ергономічних

показників, що відповідає нормативним вимогам, маємо  $K_e = 1$ . При  $\sum_{i=1}^n a_i = 0$ , що відповідає значенням ергономічних показників рівня «вето», маємо  $K_e = 0$ .

За часткового виконання ергономічних нормативів трактора маємо  $0 < K_e < 1$ . Якщо при оцінюванні ергономічності трактора один або декілька показників знаходяться на рівні «вето» або перевищують його, то оцінювання  $K_e$  недоцільне.

Комплекс факторів, що діють на трактор, режим роботи вузлів і систем трактора, підвищення робочих швидкостей і зростання числа машин, що агрегуються, підвищує напруженість праці оператора. У цих умовах особливе місце у розв'язанні проблеми забезпечення вимог до умов праці і техніки безпеки займає кабіна трактора з розміщенням поста керування оператора. Оцінюючи ергономічні параметри поста керування, за нормативними документами виконують аналіз коефіцієнтів ваговитості  $a_i$ , базових значень  $b_i$  і рівня «вето»  $c_i$  ергономічних показників  $K_e$ .

Коефіцієнти  $a$ ,  $b$  і  $c_i$  ергономічного показника  $K_e$  розраховуються за нормативним їх значенням, які регламентуються державними стандартами (табл. 2).

Таблиця 2 – Нормативні санітарно-гігієнічні умови в кабіні трактора

Показник	Норматив показника за ГОСТ 12.2.120
Мікрокліматичні умови в кабіні:	не менше
– температура повітря, °С	14
– відносна вологість, %	40-60
Перепад температур в кабіні на рівні голови та ніг, °С	4, не більше
Масова доля оксиду вуглецю (СО) в зоні дихання оператора, мг/м <sup>3</sup>	не більше 20
Рівень шуму в кабіні трактора при навантаженні через ВВП, дБ (А)	не більше 80
Рівень зовнішнього шуму, дБ (А):	
– зліва	85
– справа	85
Рівень віброприскорень на рульовому колесі, м/с <sup>2</sup>	10, не більше
Сили опору переміщення органів керування, Н:	не більше
– важіль коробки зміни передач	60
– рульове колесо	60
– важіль розподільника гідросистеми	100
– важіль стоянкових гальм	350

Таким чином, обґрунтований інтегральний метод оцінки ергономічних параметрів трактора дозволяє на підставі обґрунтованої комплексним показником ергономічності оцінити ергономічні показники трактора з визначенням відповідності умов роботи оператора нормативним вимогам.

**Експериментальні дослідження.** Об'єкти досліджень – трактора ХТЗ-17221, ХТЗ-181, ХТА-200-10, Case IH Magnum 340 (рис. 2, табл. 3).

Місце виконання експериментальних досліджень Харківська філія державної наукової установи УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого та науково-дослідна лабораторія «Case IH Education» при кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка.



а)



б)



в)



г)

а – XT3-17221; б – XT3-181; в – ХТА-200-10; г – Case IH Magnum 340

Рис. 2 – Трактори-об'єкти експериментальних досліджень

Таблиця 3 – Технічні характеристики тракторів-об'єктів експериментальних досліджень

Показники	Марка трактора			
	XT3-17221	XT3-181	ХТА-200-10	Case IH Magnum 340
Тяговий клас	30	30	30	50
Номінальна потужність ДВЗ, кВт	128,7	139,7	141,0	220
Номінальна питома витрата палива, г/кВт·год.	220	220	227	214
Запас крутного моменту ДВЗ, %	15	18	18	45,7
Тягова потужність, кВт	100,3	115,3	110,3	198,5
Експлуатаційна маса, кг	8900	9050	8525	12000
Енергонасиченість, кВт/кН	1,48	1,54	1,65	1,85
Умовний тяговий ККД	0,78	0,82	0,78	0,77

При виборі оцінюваних параметрів ергономіки поста управління трактора оцінці піддаються параметри, які надають найбільш істотний вплив на оператора при управлінні трактором. Для оцінки трактора по ергономічним параметрам поста управління обґрунтовуються опорні коефіцієнти рівня вето, базові значення і коефіцієнти вагомості ергономічних показників базового і оцінюваного трактора (табл. 4).



Таблиця 4 – Опорні коефіцієнти вагомості параметрів ергономіки поста керування трактором

Показник	Коефіцієнт вагомості $a_i$	Базове значення $b_i$	Рівень вето $c_i$
Температура на робочому місці, °С	0,18	28	31
Шум, дБА	0,16	85	90
Вібрація, дБ	0,15	114	117
Робоча поза (за шкалою)	0,10	1	4
Зручність ТО (за шкалою)	0,11	1	4
Сила переміщення органів керування, Н	0,09	7	0
Конструкція сидіння	0,09	30	0
Вміст оксиду вуглецю, мг/м <sup>3</sup>	0,04	20	50
Запиленість, мг/м <sup>3</sup>	0,04	10	50
Конструкція органів керування	0,04	16	0

Матеріали даної таблиці покладено в основу ергономічної оцінки тракторів за інтегральним методом.

**Аналіз експериментальних досліджень.** З урахуванням експериментальних матеріалів виконано аналіз комплексного показника ергономічності  $K_e$  тракторів колісного ХТЗ-17221 і гусеничного ХТЗ-181, прийнятих за базові (табл. 5).

Аналіз таблиці показує, що кабіна гусеничного трактора ХТЗ-181 має кращі ергономічні показники ніж кабіна колісного трактора ХТЗ-17221: в ній знижена температура і ліпша шумоізоляція. Одночасно необхідно відзначити, що найменше значення має коефіцієнт ергономічності базових тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-181 за конструкцією органів керування, робочого простору для оператора, вмістом оксиду вуглецю і запиленістю в кабіні. Такий висновок визначив напрям модернізації тракторів серії ХТЗ-170 і ХТЗ-180 за ергономічними показниками.

У Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого з тим, щоб оцінити ергономічну ефективність модернізованих тракторів колісного ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК і гусеничного ХТЗ-200 з безступінчастим гідروоб'ємним механізмом повороту, були проведені їх порівняльні випробування з базовими тракторами ХТЗ-17221 з дизелем ЯМЗ-236Д-3 і трактором ХТЗ-181 з різницево-швидкісним механізмом повороту.

Аналіз ергономічних показників поста керування базового гусеничного трактора ХТЗ-181 (див. табл. 5) показав, що найбільшою мірою на зниження коефіцієнта ергономічності цього трактора впливає конструкція органів керування, зокрема механізму перемикання передач. При коефіцієнті ергономічності трактора  $K_e = 0,808$  на конструкцію органів керування припадає частка:  $K_e = 0,032$ , тобто  $\approx 4,0\%$ . Цим перш за все пояснюється підвищена стомлюваність оператора на перемиканні передач під час підворотів

трактора для забезпечення стійкого руху на гоні. На тракторах ХТЗ-181 встановлені різницево-швидкісні механізми повороту, що забезпечують їх поворот при різних передатних відношеннях по бортах. При агрегуванні трактора ХТЗ-181 з плугом ПРУН-5-45 (оранка стерні озимої пшениці за вологості ґрунту 18-20%, твердості ґрунту 120,0-130,0 Н/см<sup>2</sup>) експериментально визначено кількість підворотів  $n = 60$  [9] на довжині гону 1000 м.

Таблиця 5 – Основні коефіцієнти ваговитості і ергономічності поста керування базових тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-181 (напрацювання – 100 мотогодин)

Показник	ХТЗ-17221			$K_e$	
	$a_i$	$b_i$	$c_i$	ХТЗ-17221	ХТЗ-181
Температура на робочому місці, °С	0,18	28	31	0,120	0,180
Шум, дБА	0,16	83	80	0,072	0,095
Вібрація, дБ	0,15	114	117	0,160	0,150
Робоча поза (за шкалою)	0,10	1	4	0,040	0,040
Зручність ТО (за шкалою)	0,11	1	4	0,090	0,085
Сила переміщення органів керування, Н	0,09	7	25	0,055	0,071
Конструкція сидіння	0,09	30	45	0,078	0,075
Вміст оксиду вуглецю, мг/м <sup>3</sup>	0,04	7,3	20	0,040	0,040
Запиленість, мг/м <sup>3</sup>	0,04	10	50	0,040	0,040
Конструкція органів керування	0,04	16	25	0,035	0,032
Разом				0,730	0,808

Застосування на гусеничних тракторах безступінчастих гідрооб'ємних механізмів повороту є ефективним не лише за експлуатаційно-технологічними показниками, але й за всіма показниками змін функціонального стану організму оператора. Це пояснюється, перш за все, можливістю плавного повернення трактора на задану траєкторію руху на гоні, що не приводить до підвищеної стомлюваності оператора.

Зокрема, у трактора ХТЗ-181 запізнене вмикання передач по бортах призводить до підвищеного ризику на гоні; у трактора ХТЗ-200 – підвищений шум, перегрів гідрооб'ємного механізму повороту знижує його тягово-енергетичні якості. Причиною цих несправностей є здебільшого порушення регулювань гідроагрегатів і важелів керування, знижений рівень робочої рідини в гідробаці і т.д. Це свідчить про необхідність своєчасного технічного обслуговування механізмів керування тракторами.

Таким чином, супровід «Технічного регламенту безпеки тракторів» ефективний за комплексним коефіцієнтом ергономічності, що дає змогу обґрунтувати напрям їх модернізації та оцінити відповідність ергономічних показників агрегатів і систем їх нормативному рівню.

Слід вважати виправданим застосування на тракторах серії ХТЗ-170 (трактор ХТЗ-17224) дизелів ЯМЗ-236НК і серії ХТЗ-180 (трактор ХТЗ-200) гідрооб'ємного механізму повороту, для яких коефіцієнт ергономічності відповідно дорівнює  $K_e = 0,865$  і  $K_e = 0,875$ . З підвищенням напрацювання тракторів від 100 до 1500 мотогодин цей коефіцієнт знижується на 5-7%.

Оцінка ергономічних показників трактора ХТА-200-10 з кабіною «Комфорт» виконана за одиничними і комплексними показниками ергономічності (табл. 6).

Таблиця 6 – Оцінка трактора ХТА-200-10 за одиничними і комплексними показниками ергономічності

Показник	Фактичні значення $d_i$	Одиничний показник $k_i$	$a_i \cdot k_i$
1	2	3	4
Температура на робочому місці, °С	26	0,640	0,130
Шум, дБА	75	0,4	0,082
Вібрація, дБ	80	1,0	0,191
Робоча поза (за шкалою)	1,0	0,4	0,04
Зручність ТО (за шкалою)	1,0	0,43	0,085
Сила переміщення органів керування, Н	5,0	0,672	0,051
Конструкція сидіння	20	0,440	0,080
Вміст оксиду вуглецю, мг/м <sup>3</sup>	8,4	1,0	0,04
Запиленість, мг/м <sup>3</sup>	8,0	1,0	0,04
Конструкція органів керування	15	0,680	0,032
Разом			0,771

Застосування на тракторі ХТА-200-10 комфортної кабіни забезпечило в порівнянні з базовим трактором ХТЗ-17221 (див. табл. 5) зниження шуму в кабіні і вібрації на сидінні оператора. Внаслідок цього коефіцієнт ергономічності трактора ХТА-200-10 в порівнянні з ХТЗ-17221 підвищений на 5,6%.

За замовленням «УкрФармінг» були оцінені за інтегральним методом показники ергономічності трактора Case IH Magnum 340. Кабіна даного трактора відрізняється комфортабельністю (рис. 3), що дозволило отримати високі ергономічні показники Case IH Magnum 340 (табл. 7).

Кабіна у Case IH Magnum 340 виконана з урахуванням сучасних конструкторських віянь і тенденцій. Вона простора і ергономічна. Внутрішній об'єм кабіни досягає 3,1 м<sup>3</sup>. Круговий огляд для оператора забезпечується панорамним остеклінням, що має велику площу – 6,85 м<sup>2</sup>. За підтримання сприятливого мікроклімату всередині салону відповідає кондиціонер і опалювальний пристрій. Для захисту водія від впливу шуму і вібрацій корпус

кабіни обладнаний спеціальними вібро- і звукопоглинальними матеріалами.

Робоче місце оператора оснащено комфортним кріслом і ергономічними елементами управління.

Електронний пульт дозволяє здійснювати контроль за роботою основних систем машини і розташований він з правого боку від водія. На екрані відображаються такі важливі показники, як режим функціонування машини, температура робочої рідини, тиск в системі, відсоток завантаження силового обладнання і кількість годин до наступного техобслуговування.



Рис.3 – Кабіна трактора Case IH Magnum 340

Таблиця 7 – Оцінка трактора Case IH Magnum 340 за одиничними і комплексними показниками ергономічності

Показник	Фактичні значення $d_i$	Одиничний показник $k_i$	$a_i \cdot k_i$
Температура на робочому місці, °С	25	1,0	0,18
Шум, дБА	80	1,0	0,16
Вібрація, дБ	79,5	0,88	0,13
Робоча поза (за шкалою)	2,0	0,78	0,078
Зручність ТО (за шкалою)	2,0	0,76	0,084
Сила переміщення органів керування, Н	1,0	0,857	0,077
Конструкція сидіння	2,0	0,933	0,084
Вміст оксиду вуглецю, мг/м <sup>3</sup>	1,0	1,0	0,04
Запиленість, мг/м <sup>3</sup>	1,5	1,0	0,04
Конструкція органів керування	0	1,0	0,04
Разом			0,913

Таким чином, комфортні умови роботи оператора на тракторі Case IH Magnum 340 дозволили підвищити його показники ергономічності в порівнянні з трактором ХТЗ-17221 на 25%, ХТА-200-10 – на 18%. Одночасно відмічена підвищена вібрація на органах управління, яка відповідає лише середньостатистичному показнику.

**Висновки.** На основі теоретичних досліджень обґрунтований інтегральний (універсальний) метод оцінки ергономічних показників трактора, що дозволяє оцінити ергономічні показники трактора з визначенням відповідності умов роботи оператора нормативним вимогам.

Експериментально за інтегральним методом оцінки ергономічних показників тракторів доказана перспективність застосування гід्रोоб'ємних механізмів повороту на гусеничних тракторах, комфортних кабін на тракторах ХТА-200-10 і Case IH Magnum 340, що забезпечують в порівнянні з базовим трактором ХТЗ-17221 підвищення ергономічних показників відповідно на 5,6% і 25%.

Результати дослідження впроваджені в Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого при випробування тракторів і в навчально-науковій лабораторії «Case IH Education» кафедри «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка.

### **Список використаних джерел**

1. Рынок сельскохозяйственной техники Украины 2012-2013 г.г.: торговые марки, импортеры, тенденции // Публикации маркетингового агентства «Марком» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://markom.freshart.jrg.ua/ru/press/r/>.
2. Лебедев А.Т. Основні тенденції розвитку трансмісії колісних тракторів / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 8. – С. 107 – 113.
3. Meister D. Behavioral research and government policy / D. Meister. – N.Y.: Pergamon Press, 1981. – 216 p.
4. Горшков С.И. Методика исследований физиологии труда / С.И. Горшков, З.М. Золина, Ю.В. Мойкин. – М.: Медицина, 1974. – 312 с.
5. Мейстер Д. Инженерно-психологическая оценка при разработке систем управления / Мейстер Д., Рабидо Дж. – Перевод с английского Туровской И.И. – М.: Советское радио, 1970. – 344 с..
6. Зинченко В.П. Психометрика утомлений / В.П. Зинченко, А.Б. Леонова, Ю.К. Стрелков. – М.: Изд-во. МКУ, 1977. – 109 с.
7. Федюкин В. К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции / В.К. Федюкин. – М.: Информационно-издательский дом «Филинь», 2004. – 296 с.
8. Рябцев Б.И. Безопасность и эргономичность сельскохозяйственной техники / Б.И. Рябцев, А.Н. Сасовский, Э.Д. Циблин; под ред. Ю.И. Кундиева, Л.В. Погорелого. – К.: Техника, 1988. – 120 с.
9. Лебедев С.А. Експлуатаційно-технологічні показники гусеничних тракторів на орних роботах / С.А. Лебедев // Механізація сільського господарства: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59, т. 2. – С. 268-278.

### **Аннотация**

#### **МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ ЭРГОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ НА РЫНКЕ УКРАИНЫ**

**Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Шуляк М.Л., Калинин Е.И., Лунева Д.А.**

*Рынок тракторов сельскохозяйственного назначения в Украине*

*представлен моделями разного технического уровня. В таких условиях при интенсивной рекламе тракторов, особенно зарубежных производителей, потребителю сложно оценить их техническое совершенство, новизну и прогрессивность конструктивно-технологических решений.*

*Проблема эргономической оценки качества различных объектов, в том числе и тракторов, один из ключевых вопросов комплексной системы, повышения качества промышленной продукции и технологических процессов. Эргономичная оценка признана обязательным элементом целостной оценки качества объектов в технике. По существующим представлениям эргономические качества современной техники определяются степенью соответствия параметров этой техники основными характеристиками человека. На основе теоретических исследований обоснован интегральный (универсальный) метод оценки эргономических показателей трактора, позволяющий оценить эргономические показатели трактора с определением, соответствия условий работы оператора нормативным требованиям.*

## **Abstract**

### **METHODS OF CONTROLLING ERGONOMIC INDICATORS OF TRACTORS IN THE UKRAINIAN MARKET**

**A. Lebedev, S. Lebedev, M. Shuliak, E. Kalinin, D. Lyniova**

*The market of agricultural tractors in Ukraine is represented by models of different technical levels. Under such conditions, with intensive advertising of tractors, especially foreign manufacturers, it is difficult for the consumer to evaluate their technical excellence, newness and progressiveness of constructive-technological solutions.*

*The problem of ergonomic assessment of the quality of various objects, including tractors, is one of the key issues of the integrated system, improving the quality of industrial products and technological processes. Ergonomic assessment is recognized as a mandatory element of a holistic assessment of the quality of objects in technology. According to existing ideas, the ergonomic qualities of modern technology are determined by the degree of compliance of the parameters of this technique with the basic characteristics of a person. On the basis of theoretical studies, an integral (universal) method for evaluating tractor ergonomic indicators is justified, which makes it possible to evaluate tractor ergonomic indicators with a definition that the operating conditions of an operator meet regulatory requirements.*

## СПОЖИВЧІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАКТОРІВ НА ВТОРИННОМУ РИНКУ

**Лебедєв С.А., к.т.н., директор**

*Харківська філія УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого*

**Лебедєв А.Т., д.т.н., проф.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Проаналізовано основні ергономічні і тягово-енергетичні показники тракторів, представлених на вторинному ринку, запропоновано методичні основи оцінювання їх споживчих властивостей.*

**Вступ.** Проблема підвищення ефективності агропромислового виробництва України в умовах його низької оснащеності тракторами і засобами механізації є однією з пріоритетних. В умовах дефіциту техніки, її інтенсивного старіння і зниження надійності істотного значення набуває розвиток і ефективне функціонування вторинного ринку машин і обладнання для АПК. При цьому першорядне значення має оцінка споживчих властивостей тракторів, що виявляються при їх експлуатації. До них відносяться перш за все економічні і тягово-енергетичні властивості тракторів.

**Мета роботи** – оцінити зміну основних ергономічних і тягово-енергетичних показників трактора вторинного ринку з підвищенням його напрацювання в умовах експлуатації, обґрунтувати методичні основи вхідного контролю споживчих властивостей тракторів на вторинному ринку.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Ринок тракторів України зосередив в собі різноманітність пропонованих моделей і видів як по основних технічних характеристиках, так і по географії країн-виробників [1, 2]. Найбільшим попитом в 2017-2018 р.р. користувалися трактори потужністю від 80 до 135 к.с. «Беларусь» і МТЗ, вироблювані на РУП «Мінський тракторний завод» і його офіційними дилерами в Україні ТОВ «ТД МТЗ-Білорусь-Україна», ТОВ «Техноторг-Дон», ТОВ «Укравтозапчастина». У сегменті потужності тракторів від 200 до 300 к.с. домінують торгівельні марки «Case IH» (18%), «John Deere» (22%), «Class» (13%); потужності більше 300 к.с. лідерами ринку є «John Deere» (43%), «Case IH» (22%), «New Holland» (16%).

Структура закуплених тракторів в 2018 р. відображає той факт, що вітчизняні трактори не є такими, що набувають ні в одному сегменті ринку тракторів.

Висока вартість імпортних тракторів визначила напрям оснащення аграрного сектора України вживаною технікою (ринку вторинної техніки), тобто технікою що була в експлуатації, але що не повністю втратила споживчі якості [3, 4]. В Україні в 2018 р. куплено 534 тракторів на вторинному ринку [1]. В економічно розвинених країнах Західної Європи та Америки торгівля

технікою, що була у вжитку, є загально прийнятою практикою. Понад 50% механізованих польових робіт фермерські господарства США, Німеччини, Великобританії, Франції та інших країн виконують тракторами, придбаними на вторинному ринку сільськогосподарської техніки. В Україні виникла потреба у створенні та розвитку вторинного ринку тракторів, які можуть бути затребувані у фермерських господарствах та в економічно слабких сільськогосподарських підприємствах. Формування вторинного ринку тракторів визначається перш за все об'ємами реалізації морально застарілих тракторів агрохолдингами, що здебільшого орієнтуються на потужні трактори імпортного виробництва; реалізації так званого вилученого за борговими зобов'язаннями майна у разі зниження ефективності господарської діяльності і банкрутства великої кількості підприємств у аграрному секторі, які одержали кредити під заставу основних засобів, до яких відносяться передусім сільськогосподарська і автомобільна техніка. Значна кількість тракторів на вторинний ринок може бути поставлена внаслідок удосконалення або повної зміни вторинної спеціалізації багатьох промислових підприємств, що супроводжуються виведенням з господарського обігу і необхідністю наступної реалізації значної кількості автотракторної техніки.

Для тракторів вторинного ринку виконання вимог Технічного регламенту безпеки машин №62 (Постанова КМУ від 30 січня 2013р.) є обов'язковим для застосування як для виробників вітчизняної техніки, так і постачальників техніки іноземного виробництва. Відповідно до національного стандарту ДСТУ ISO 9001:2009 [5] для подібних технічних об'єктів обов'язкове виконання вхідного контролю якості продукції [6], що передбачає запобігання запуску у виробництво продукції, не відповідній вимогам конструкторської і нормативно-технічної документації.

**Виклад основного матеріалу.** Нормативно-технічна документація на сільськогосподарські трактори [7] регламентує їх ергономічні властивості за наступними основними показниками:

- параметри середовища на робочому місці оператора (максимальний рівень шуму, дБА; максимальна концентрація окислу вуглецю і пилу, мг/м<sup>3</sup>);
- параметри вібрації (середньоквадратичні значення прискорення на сидінні оператора, м/с<sup>2</sup>).

Для тракторів вторинного ринку важливі показники безпеки (шлях гальмування, м), а також основні тягово-енергетичні показники по СОУ 74.3-37-276:2003 [8] (найбільша тягова потужність, кВт; питома витрата палива, г/кВт·год).

У Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого з метою оцінки ефективності вхідного контролю споживчих властивостей трактора на вторинному ринку експериментально були порівняні основні показники ергономічності [9], безпеки і тягово-енергетичні показники трактора ХТЗ-17221 при покупці (напрацювання 1500 мотогодин) і напрацюванні 2500 мотогодин на орних роботах (плуг ПРУН-5-45) і глибокому спушенні (борона БГР-4,2 «Солоха») (таблиця).

Під час експериментальних дослідженнях були використані прибори:



вимірювач шуму та вібрації ВШВ 003, сигналізатор-аналізатор оксиду вуглецю Дозор-С-П-СО, електроаспіратор М 822, вимірювач ефективності гальмівних систем «Эффект-02», вимірювально-реєстраційний комплекс для оцінки тягових показників мобільних машин.

Таблиця 1 - Основні показники трактора ХТЗ-17221 при покупці (1500 м.год.) і експлуатації (2500 м.год.)

Показники	Значення показника		
	1500 м.г.	2500 м.г.	Норматив
Ергономічні:			ГОСТ 12.2.019-2005
- шум, дБА	68,0	94,0	90,0
- вібрація, дБ	3,8	8,2	12,0
- вміст вуглекислого газу, мг/м <sup>3</sup>	7,3	11,2	20,0
- запиленість, мг/м <sup>3</sup>	2,4	3,2	4,0
Безпека:			
- шлях гальмування на сухому асфальті (4-та передача, III діапазон), м	9,6	11,6	12,0
Тягово-енергетичні:			
- найбільша тягова потужність на стерні колосових, кВт	100,4	97,6	103,5
- питома витрата палива при найбільшій тяговій потужності на стерні колосових, г/кВт·год.	267,4	268,5	265,4

Аналіз таблиці показує, що з підвищенням напрацювання трактора ХТЗ-17221 показники шуму на робочому місці оператора перевищують нормативні вимоги. Це визначає, з одного боку, напрям модернізації трактора ХТЗ-17221 за ергономічними показниками, з іншого – обов'язкове виконання вимог Технічного регламенту безпеки машин №62 на вторинному ринку тракторів. Слід також відзначити інтенсивне підвищення вібрації на робочому місці оператора з підвищенням напрацювання трактора ХТЗ-17221, що також свідчить про необхідність контролю цього показника на вторинному ринку тракторів.

Було оцінено також теплове навантаження кабіни трактора ХТЗ-17221 під час його купівлі в діапазоні підвищення температури навколишнього повітря від 23,5 °С (нормальні кліматичні умови) до 35 °С. Отримано, що в діапазоні температури від 23,5 °С до 30 °С підвищення температури зовнішнього повітря на 1 °С призводить до підвищення теплового навантаження кабіни на 11,25 Вт, в діапазоні температур від 30 °С до 35 °С – на 38 Вт. Отримана інтенсивність зростання теплового навантаження кабіни трактора за підвищеної температури навколишнього повітря неприпустима на організм оператора, що визначає необхідність установа на тракторах серії ХТЗ-170 засобів нормалізації мікроклімату.

Шлях гальмування трактора ХТЗ-17221 на сухому асфальті під час руху на початку гальмування на максимальній транспортній швидкості (31,0 км/год.)

не перевищує норматив, хоча відзначено його наближення до нормативного значення при напрацюванні 2500 м.год. Можна чекати, що цей норматив буде перевищений під час гальмуванні трактора на мокрому асфальті, ґрунтовій дорозі підвищеної вологості.

З'ясовано, що найбільша тягова потужність трактора ХТЗ-17221 при його покупці на вторинному ринку тракторів була понижена на 3%; при напрацюванні трактора до 2500 м.год. дана потужність знизилася на 6% від номінального значення при відповідному підвищенні питомої витрати палива на 1...3%. Причиною підвищеної питомої витрати палива з'явилася підвищена закоксованість розпилювачів форсунок дизеля ЯМЗ-236Д-3, яка не була усунена під час вхідного контролю при закупівлі трактора з метою оцінки динаміки зміни паливної економічності трактора за підвищення його напрацювання.

Аналіз результатів експериментальних досліджень трактора ХТЗ-17221 за ергономічними показниками, показникам безпеки і тягово-енергетичним показникам показав, що вхідний контроль тракторів на вторинному ринку за даними показниками необхідний з метою запобігання потраплянню в аграрний сектор неякісних тракторів. Технічними регламентами безпеки машин №62 і щодо складальних частин і характеристик колісних сільськогосподарських тракторів №1368 з обов'язковим впровадженням відповідно з 12.08.2013 р. і з 01.01.2016 р. не передбачено оцінювання тракторів за показниками безпеки і тягово-енергетичними показниками, що значною мірою може вплинути на зниження споживчих властивостей тракторів на вторинному ринку.

Вхідний контроль споживчих властивостей тракторів на вторинному ринку згідно ГОСТ 24297-87 [6] вирішує наступні завдання:

- контроль відповідності якості і комплектності трактора вимогам конструкторської, нормативно-технічної документації (НТД) і Технічних регламентів №62 і №1367, №1368;
- накопичення статистичних даних про фактичний рівень тракторів, що надходять на вторинний ринок.

Алгоритм формування вхідного контролю якості (ВКЯ) тракторів на вторинному ринку (рис. 1), обґрунтований відповідно до завдань вхідного контролю, дозволяє оцінити оптимальний склад технологічного устаткування, витрати на організацію процесу контролю, визначити готовність трактора до реалізації.

Якість вхідного контролю тракторів на вторинному ринку оцінюється показником  $P_k$ , що відображає вірогідність відсутності в партії тракторів  $N_n$ , що поступають на ринок, бракованих  $N_b$ , відхилення показників яких від НТД усунені при технічному обслуговуванні, тобто  $P_k = N_n / N_b$ . При цьому кількість справних тракторів, що поступили на вторинний ринок, визначається об'ємом партії тракторів  $N_o$ , од., у якій є браковані з вірогідністю  $P_b$  при вірогідності  $P_o$  охопту вхідним контролем тракторів, що поступили, і  $P_t$  точності виміру контрольованих показників, тобто  $N_n = N_o \cdot P_b \cdot P_o \cdot P_t$ . У даному випадку  $P_k = P_o \cdot P_t$ , де  $P_t = (P_i + P_k + P_o + P_{ko} + P_{п} + P_{н} + P_y) / n_{пк}$ , де  $P_i$ ,  $P_k$ ,  $P_o$ ,  $P_{ko}$ ,  $P_{н}$ ,  $P_y$  – відповідно

вірогідності забезпечення вхідного контролю якості виконавцями, високого рівня їх кваліфікації, забезпеченості і високої якості вимірювальних пристроїв, нормативно-технічною документацією, належні відповідно до вимог умов праці;  $n_{ПК}$  – кількість чинників, що впливають на точність вимірів параметрів трактора, од.

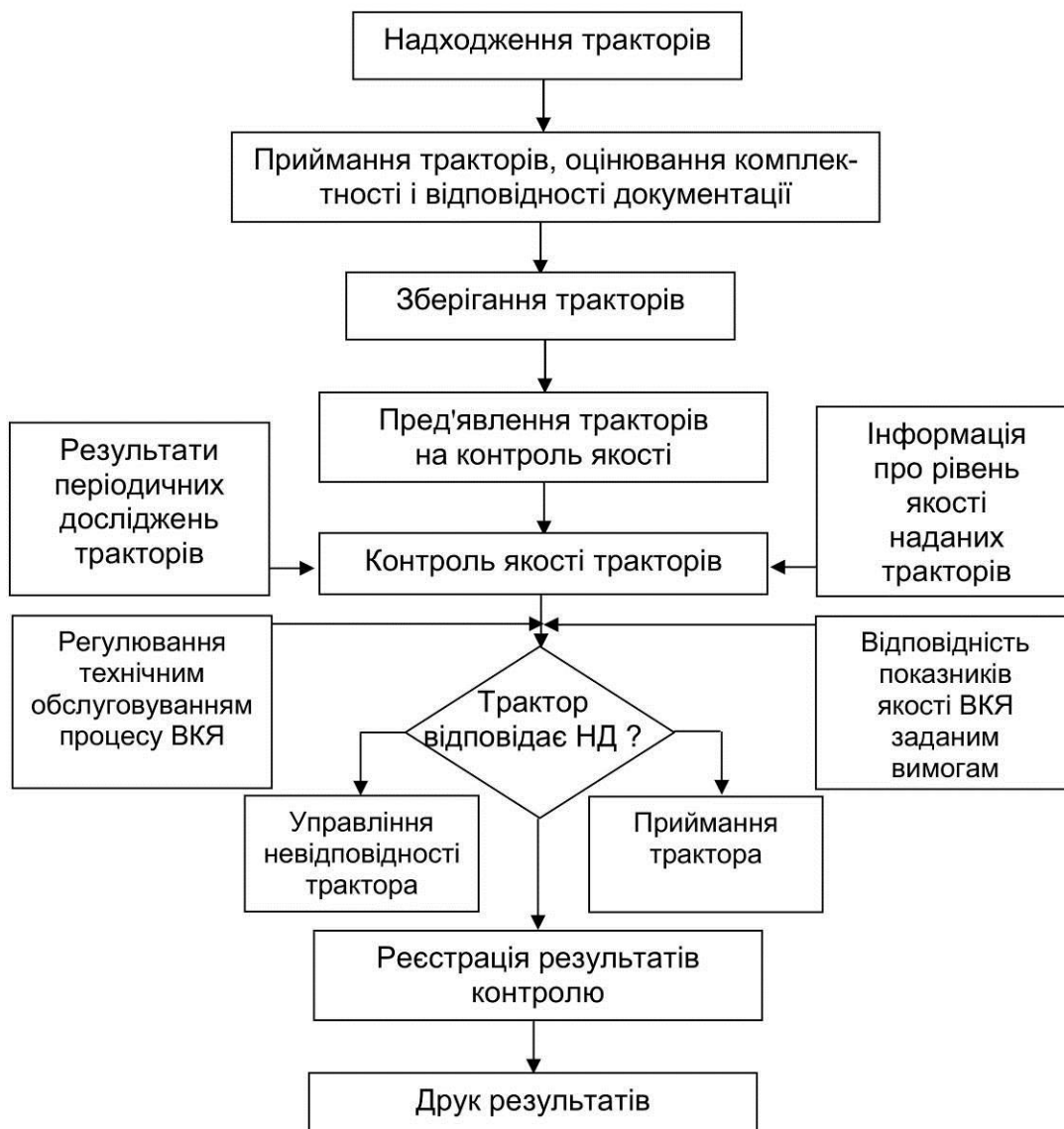


Рис. 1 – Блок-схема алгоритму технологічного процесу вхідного контролю якості трактора на вторинному ринку

*Приклад.* У партії  $N_0$  поставлених тракторів на вторинний ринок надійшло  $N_6$  бракованих тракторів. Потрібно визначити вірогідність (показник якості) постачання покупцеві якісних тракторів при заданих параметрах  $P_0$  і  $P_T$  (суб'єктивні показники, залежні від рівня організації вхідного контролю):  $P_0 = 0,9$ ;  $P_T = 0,6$ .

У даному випадку  $P_K = P_0 \cdot P_T = 0,9 \cdot 0,6 = 0,54$ , тобто з тих, що поступили на вторинний ринок 46% тракторів є бракованими. Резервом поліпшення вхідного контролю якості тракторів на вторинному ринку є заходи: збільшення рівня охопту тракторів контролем, кількість параметрів, що перевіряються, і

підвищення точності вимірів.

Як показує практика, в АПК України вторинний ринок тракторів поки що не набув значного поширення. Ремонт тракторів вітчизняного виробництва, що були у вживанні, а також постачанням таких тракторів, що були в експлуатації, з-за кордону та подальшою їх реалізацією займаються окремі підприємства без необхідного вхідного контролю їх якості.

У АПК України є необхідні передумови і умови створення та ефективного розвитку вторинного ринку тракторів. При цьому можна вважати, що його формування проходить в три етапи:

– *стартовий*, згідно з яким виконання вимог Технічних регламентів за ергономічними показниками, а також показниками безпеки і тягово-енергетичними властивостями тракторів мають бути обов'язковими для застосування як для виробників вітчизняної техніки, так і для постачальників техніки іноземного виробництва. Вирішальна роль на даному етапі відводиться вхідному контролю споживчих властивостей тракторів;

– *інтенсивного розвитку*, за якого має діяти багатоманітна за формами система купівлі-продажу (лізингу) тракторів, що були у використанні. При цьому основними учасниками можуть бути ремонтно-обслуговуючі підприємства районного, обласного і державного рівнів, а для швидшого і повсюдного розвитку вторинного ринку в Україні необхідно організовувати ярмарки, виставки-продажі, біржі тракторів на вторинних ринках тощо;

– *стабільного функціонування*, за якого вторинний ринок тракторів буде основою регіональних центрів (як правило, одного на область), утворених на основі підприємств по ремонту або агросервісних організацій, укомплектованих необхідним устаткуванням і обслуговуючим персоналом.

На даному етапі має бути розроблена і впроваджена система митних зборів на імпорт сільськогосподарської техніки, що була у використанні, це забезпечить надходження на вторинний ринок України тракторів і сільськогосподарських машин за прийнятною ціною, а також закрити доступ на нього морально і фізично спрацьованої техніки.

**Висновки.** Важливим напрямом підвищення технічної оснащеності аграрного сектора України, а також завантаження ремонтних і інших агросервісних підприємств є розвиток та ефективне функціонування вторинного ринку тракторів і сільгоспмашин, що дозволить прискорити і поліпшити кількісний і якісний склад МТП. З огляду на досвід (США, Німеччина та інших країн), на ринках яких продається тракторів, що були у використанні, в середньому в три рази більше, ніж нових, можна чекати в Україні значну економію грошових коштів. Вартість техніки, що була у використанні, з відновленням ресурсу до рівня 80...90% становить 40...60% від вартості нової. При цьому одним з основних елементів в системі підвищення якості сільгосптехніки є належна організація вхідного контролю цієї продукції на вторинному ринку, що запобігає потраплянню в аграрний сектор України сільгосптехніки, яка не відповідає вимогам конструкторської і нормативно-технічної документації.

## Список використаних джерел

1. Рынок сельскохозяйственной техники Украины, 2018: торговые марки, импортеры, тенденции // Публикации маркетингового агентства «Марком» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://markom.freshart.jrg.ua/ru/press/r/>.
2. Лебедев С. Споживачі якості енергонасичених тракторів для рослинництва [Текст] / С. Лебедев // Техніка і технологія АПК. – 2012. – №9. – С. 12-16.
3. Іванішин В.В. Перспективи розвитку ринку вторинної техніки в Україні [Текст] / В.В. Іванішин // Ефективна економіка - електронне наукове видання. – 2012. – №1.
4. Гуськов В.А. Развитие вторичного рынка сельскохозяйственной техники [Текст] / В.А. Гуськов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – №2. – С. 3-7.
5. ДСТУ ISO 9001:2009. Система управління якістю. Вимоги [Текст] / Введ. 22.06.2009. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 26 с.
6. ГОСТ 24297-87. Входной контроль продукции. Основные положения [Текст] / Введ. 01.01.88 – М.: Изд-во стандартов. – 7 с.
7. ГОСТ 4.40-84. Система показателей качества продукции. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей [Текст] / Введ. 01.01.85. – М.: Изд-во стандартов. – 6 с.
8. СОУ 74.3-37-276:2005. Техніка сільськогосподарська. Машины та обладнання з приводом від двигунів внутрішнього згорання. Методи енергетичної оцінки [Текст] / Введ. 12.12.2005. – К.: Мінагрополітики України, 2005. – 13 с.
9. Лебедев С. Супровід Технічного регламенту безпеки при модернізації та експлуатуванні тракторів за ергономічними показниками [Текст] / С. Лебедев // Техніка і технології АПК. – 2013. – №11. – С. 36-39.

## Аннотация

### ПОТРЕБИТЕЛЬСКИЕ СВОЙСТВА ТРАКТОРОВ НА ВТОРИЧНОМ РЫНКЕ

Лебедев С.А., Лебедев А.Т.

*Проанализированы основные эргономические и тягово-энергетические показатели тракторов на вторичном рынке, предложены методические основы оценки их входного контроля потребительских свойств.*

## Abstract

### CONSUMER PROPERTIES OF TRACTORS ON THE SECOND MARKET

S. Lebedev, A. Lebedev

*Analyzed the basic ergonomic and trailer energy performance of tractors in the secondary market, methodical bases of an estimation of consumer properties of the input control.*

## КРИТЕРИИ ВЫБОРА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Мигаль В.Д., д.т.н., проф., Лебедев А.Т., д.т.н., проф.,  
Шуляк М.Л., д.т.н., доц., Калинин Е.И., к.т.н., доц.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства  
имени Петра Василенко*

*Целью исследований является разработка критериев выбора грузовых автомобилей путем анализа, систематизации, обобщения проектных качеств и условий эксплуатации автомобильного транспорта, которые позволят повысить эффективность эксплуатации автомобильного транспорта. Проанализировано и обобщено современное состояние качества создаваемых автомобилей, состояние условий их эксплуатации, классификации условий технической эксплуатации автомобилей. Результаты проведенного анализа показали, что высокие эксплуатационные свойства современных интеллектуальных автомобилей не всегда могут быть реализованы из-за недостаточных транспортной инфраструктуры и дорожно-транспортных условий. Существующая классификация условий эксплуатации отражает не все факторы, которые необходимо учитывать при выборе и назначении автомобилей. Предложена, классификация, которая учитывает дорожные, климатические, социально-экономические и экологические условия эксплуатации автомобилей. Показано, что для эффективной эксплуатации грузовых автомобилей необходимо при их выборе учитывать дорожные, транспортные и природно-климатические условия, технико-экологическую безопасность автомобиля, топливную экономичность, скоростные и нагрузочные качества, требования высокого уровня технической эксплуатации. При этом максимальная эффективность эксплуатации грузовых автомобилей определяется их проектным уровнем интеллектуализации, дорожно-транспортными условиями и уровнем технической эксплуатации. Оптимальная реализация проектных эксплуатационных и интеллектуальных свойств автомобиля может быть получена при выборе автомобиля для конкретного вида и объема работ при соответствующих условиях технической эксплуатации автомобиля.*

**Введение.** От того, какие транспортные машины созданы, какие их эксплуатационные показатели, как машины взаимодействуют с людьми и окружающей средой, зависит эффективность многих отраслей человеческой деятельности.

Недостаточный технико-экологический и интеллектуальный уровень многих автомобилей российского, белорусского и украинского производства – КамАЗ, МАЗ, КрАЗ, пассажирские автобусы класса Богдан-А102, семейства

«Газель» и «Соболь» – ограничивает их использование из-за высокой технической и экологической опасности, высокого расхода топлива, низкой комфортабельности, ресурса, производительности; высокой стоимости технического обслуживания и перевозок.

Неудовлетворительные дорожно-транспортные условия при эксплуатации автомобилей существенно снижают уровень использования европейских, интеллектуальных и высокопроизводительных грузовых автомобилей. Неизбежное их применение создает социально-экономические проблемы из-за разрушения автомобилями дорожных покрытий, сооружений и мостов, а эксплуатация их при низких скоростях снижает производительность и повышает экологическую нагрузку на окружающую среду.

**Цель работы** – разработать критерии выбора грузовых автомобилей путем анализа, систематизации и обобщения проектных качеств и условий эксплуатации автомобильного транспорта, которые позволят повысить эффективность эксплуатации автомобильного транспорта.

Поставленная цель решалась методами системного анализа, классификации и обобщения факторов влияния проектных эксплуатационных свойств автомобиля, транспортных условий и дорожной инфраструктуры на выбор автомобиля и эффективность технической эксплуатации автомобильного транспорта [1].

**Современное состояние качества проектирования и изготовления автомобилей.** При создании автомобилей происходит постоянное повышение эксплуатационных свойств автомобилей за счет их интеллектуализации, адаптивных и телематических качеств систем управления рабочими процессами и режимами работы, повышение комфортабельности и технико-экологической безопасности, тягово-скоростных качеств, снижение расхода топлива, расходов на техническое обслуживание, ремонт и эксплуатационные материалы, которые могут быть критериями выбора автомобилей [2, 3]. Однако полностью реализовать заложенные конструктивные качества в эксплуатации становится возможным лишь при соответствующих дорожно-климатических условиях, при высоком качестве вождения автомобиля, организации и проведения технического обслуживания. Недостаточное выполнение этих условий приводит к резкому ухудшению технического состояния автомобилей, управления их готовностью к эксплуатации и снижению технической эксплуатации автомобильного транспорта (ТЭА) [3, 4].

Кроме этого, эффективность эксплуатации автомобильного транспорта зависит не только от совершенства их интеллектуальных и эксплуатационных качеств, но и от правильного выбора автомобиля для конкретного вида и объема работ, от эксплуатационных условий.

Сложность и дальность перевозок обуславливают выбор автомобиля с определенными свойствами: надежность, скорость, запас хода, экономичность, безопасность.

**Современное состояние условий эксплуатации автомобильного транспорта.** Автомобильный транспорт (АТ) является самым важным сектором украинской экономики, который обслуживает практически все отрасли

хозяйства и слои населения, способствует росту качества мобильности населения.

АТ расходует более 60% топлива нефтяного происхождения, 70% трудовых ресурсов, вызывает более 96% дорожно-транспортных происшествий. На автомобильный транспорт приходится 40-50% загрязнения окружающей среды, в том числе в больших городах – 60-70%, а в мегаполисах и больше 85%. При этом не менее 25% загрязнений объясняется техническим состоянием автомобилей и производственной деятельностью предприятий АТ [3, 4, 5].

АТ продолжает оставаться из наземных видов транспорта наиболее ресурсоемким и опасным для населения и окружающей среды.

Возрастающие масштабы пробок на дорогах, задержка людей и грузов, рост стоимости их перевозок, высокий уровень экологической и технической опасности АТ связаны, прежде всего, как с недостаточным уровнем его технического состояния, так и с условиями эксплуатации (состоянием дорог, транспортной инфраструктуры, с низким уровнем управления транспортными потоками). Низкая скорость движения автомобилей из-за неудовлетворительных дорожно-транспортных условий приводит к увеличению на 20-30% себестоимости перевозок и росту на 15-20% транспортной составляющей в конечной цене продукции и услуг [3, 5].

**Классификация условий эксплуатации автомобилей.** Условия эксплуатации автомобилей учитываются в различных классификациях оценки технической эксплуатации: расчет расхода топлива на автоперевозках, расчет тарифов и зарплаты водителям, планирование технического обслуживания и ремонта [6, 9]. Это не давало точных цифр, но все же указывало ориентиры и обеспечивало нормативную базу для правильного реагирования на эффективность эксплуатации автомобилей.

Классификация условий эксплуатации АТ была рассмотрена во многих работах, например, [9, 10]. В этих работах эксплуатация автомобиля и ее качество определяются широким кругом эксплуатационных условий, сгруппированных следующим образом:

1. Дорожные условия.
2. Транспортные условия.
3. Атмосферно-климатические.
4. Культура эксплуатации.

Уровень культуры эксплуатации автомобилей в работе [9] подразделяется на три группы (высокий, удовлетворительный, низкий) и определяется показателем качества работы, который является произведением времени в наряде, коэффициента выпуска автомобиля и коэффициента использования пробега и грузоподъемности. Для высокого уровня культуры показатель равен 5-7, для удовлетворительного 3-5, низкого – 1-3. Уровень технического состояния автомобилей учитывается коэффициентом выпуска автомобилей на линию. Уровень организации перевозок оценивается временем в наряде и коэффициентом использования грузоподъемности и пробега.

В работе [10] эксплуатационные условия сгруппированы так:

1. Дорожные условия.



2. Природно-климатические.
3. Транспортные условия.
4. Мастерство вождения.
5. Качество ТЭА.

Тут понятие «культура эксплуатации» раскрыто как мастерство вождения и организация и качество ТЭА, которые существенно влияют на техническое состояние автомобилей и в большей мере отображают условия эксплуатации. Однако, ни в первой классификации [9], ни во второй [10], а также в последних изданиях [11] не выделены социальные, технические и экологические требования к условиям эксплуатации. Авторы этих классификаций отнесли эту важную проблему в отдельную категорию и почему-то не связывают ее и техническим состоянием и эксплуатационными условиями автомобилей.

Поэтому предлагается дополнить существующую классификацию [10] социальными и экологическими требованиями к выбору и эксплуатации автомобилей. Тогда эксплуатационные условия и выбор АТ можно расширенно сгруппировать таким образом:

1. Дорожные условия.
2. Природно-климатические условия.
3. Транспортные условия.
4. Мастерство вождения.
5. Качество технической эксплуатации автомобиля (ТЭА).
6. Социально-экономические условия эксплуатации.
7. Экологические характеристики и условия эксплуатации.

Для лучшего понимания предложенной классификации приведем состав [1, 2] показателей каждой группы условий эксплуатации, которые необходимо учитывать при оценке выбора автомобиля для конкретных условий эксплуатации автомобиля.

**Влияние дорожных условий** на эксплуатационные характеристики автомобиля весьма существенно, поскольку чаще всего именно состояние дороги определяет скоростной режим движения автомобиля, динамические нагрузки в подвеске и других элементах. Продольный рельеф дороги (неровности, подъемы и спуски, повороты) непосредственно влияют на выбор передач, режим работы тормозной системы и степень нагрузки двигателя. Эксплуатация автомобильного транспорта в таких условиях существенно повышает риск появления неисправностей и отказного состояния элементов автомобиля (рис.1).

От качества дорожных условий эксплуатации автомобилей зависит интенсивность ухудшения технического состояния автомобиля, снижения качества и безопасности вождения.

**Природно-климатические условия** характеризуются температурой окружающего воздуха, влажностью, ветровой нагрузкой, уровнем солнечной радиации и некоторыми другими параметрами. Эти условия влияют на коэффициент сцепления, тепловые и другие режимы работы агрегатов и, соответственно, на интенсивность изменения их технического состояния.

**Транспортные условия** характеризуются разными свойствами грузов,

спецификой выполняемых маршрутов и использованием грузоподъемности автомобиля. Грузы могут быть штучными, насыпными, наливными, иметь разный удельный вес, разную упругость. Например, следует учитывать, что 5 тонн досок будут влиять на режимы работы элементов автомобиля вовсе не так, как 5 тонн влажного зерна. В первом случае упругие колебания груза могут возбуждать динамические нагрузки в элементах автомобиля, во втором – погашать их. Грузы с пылью способствуют абразивному износу деталей автомобиля; некоторые виды грузов могут быть причиной коррозии.



Рис.1 – Основные параметры дорожных условий, влияющие на безопасность и техническое состояние автомобилей

Способ погрузки также влияет на техническое состояние автомобиля: условия при погрузке насыпного груза ленточным транспортером существенно отличаются от условий погрузки ковшевым экскаватором, который скидывает большие куски камня в кузов. Автомобиль, работающий с прицепом, нагружен совсем не так, как одиночный автомобиль. Существенное значение имеют нагрузочные и скоростные условия, характер движения: условия движения автомобиля в городе отличаются от условий движения при междугородных перевозках произвольным чередованием режимов разгона, торможения, движения с установившейся скоростью, кратковременными остановками (пробки, светофоры, перекрестки и «случайные» нагрузки на двигатель) (рис. 2).

**Качество ТЭА** проявляется в своевременном проведении технического обслуживания и ремонта, крепежных, регулировочных и смазочных работ, обнаружении и устранении неисправностей и отказов на начальной стадии их возникновения и полном восстановлении работоспособности ремонтируемых агрегатов и систем без нарушения работоспособности других агрегатов. Следует избегать выполнения без надобности разборки агрегата, так как это негативно влияет на его долговечность, а полная разборка и сборка узлов и агрегатов приводит к уменьшению их ресурса до 30%.

Качество технологии технического обслуживания и выполняемых ремонтных операций, в основном, определяется мастерством исполнителей и наличием у них нужного инструмента и технологического оборудования, а

также заложенной в конструкции ремонтпригодностью автомобиля. Своевременность обнаружения и достоверность идентификации неисправностей и отказов, которые возникают, в не меньшей мере зависит от совершенства используемого диагностического оборудования и квалификации специалиста, который должен хорошо понимать причины, приводящие к потере работоспособности автомобиля.

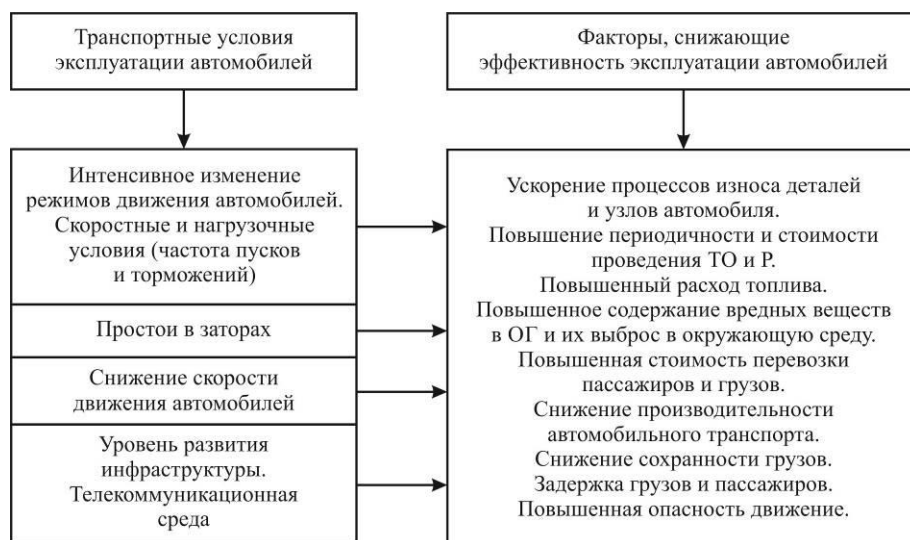


Рис.2 – Основные транспортные условия, влияющие на эффективность технической эксплуатации автомобилей

**Социально-экономические условия эксплуатации** – это повышение эффективности автомобильного транспорта, которое проявляется в увеличении мобильности населения, снижении потерь рабочего и свободного времени, повышении деловой активности, росте эффективности и стоимости перевозок, повышении безопасности. Это целесообразность назначения эксплуатации альтернативных конструктивных систем автомобиля; необходимость выполнять транспортные работы при ликвидации аварий; необходимость транспортных работ в условиях бездорожья, когда необходимо иметь специальные транспортные средства с особыми движителями или автомобили на воздушной подушке; перевозить грузы с допустимой нагрузкой на грунт при выполнении полевых работ или на дорожное покрытие для исключения разрушения дороги, мостов, дорожных сооружений; выполнять работы в сильно запыленных, заснеженных и загазованных условиях. Также для обеспечения перевозок в особых климатических условиях и вне дорог, когда даже полноприводные автомобили не могут быть использованы из-за недостаточной их проходимости или сезонных климатических условий, используются специальные транспортные средства высокой проходимости, причисляемые обычно к подвижному составу автотранспорта. К ним относятся мотонарты (грузоподъемностью 200-500 кг), аэросани (2-5 т), снегоболотоходы (1-2 т).

Экологические условия эксплуатации автомобилей – это выполнение требований нормативов по вредным выбросам, которые загрязняют окружающую среду, вредного влияния на почву и растения, уровней шума (не

более 60 дБА), что приводит к нервным расстройствам, бессоннице, чрезмерной усталости и раздражения. Игнорирование предупреждений по превышению норм вредных выбросов является, по сути, экологическим преступлением.

Выполнение экологических условий эксплуатации требует постоянного усовершенствования конструкции автомобилей, технологии ТО и Р.

В странах ЕС контроль экологических параметров автомобилей осуществляется при прохождении технических осмотров с обязательной уплатой экологического платежа всеми владельцами транспортных средств.

**Повышения эффективности эксплуатации автомобильного транспорта.** Основной комплексной задачей по использованию дорожно-транспортной инфраструктуры, направленной на повышения продуктивности перевозок, эффективности ТЭА, технической и экологической безопасности автомобиля является улучшение транспортной инфраструктуры и внедрение информационных управляющих технологий дорожно-транспортных условий эксплуатации автомобильного транспорта [3, 4, 12-17]. Решение таких задач потребовало создания интеллектуальной транспортной системы и интеллектуального автомобиля (рис. 3).



Рис.3 – Основные функции интеллектуального транспорта

Интенсификация процессов интеграции глобальных спутниковых, телематических и радионавигационных систем в структуру ТЭА позволяет обеспечить контроль функционирования и эффективное взаимодействие подсистем АТП, СТО и других транспортных организаций с учетом условий эксплуатации автомобилей [2, 4].

Современные телематические и интеллектуальные системы технической эксплуатации автомобильного транспорта (ТЭА) позволяют контролировать в режиме реального времени техническое состояние каждого автомобиля; расход топлива, нецелевое и неэффективное использование автомобиля водителем; нарушение правил эксплуатации автомобиля; обеспечивать мониторинг

скорости, направление движения, длительность и места стоянки; обеспечивать готовность к эксплуатации и определять оптимальные сроки проведения ТО и Р; определять местонахождение, перемещение и оптимальный маршрут движения автомобиля, то есть решать задачу комплексного учета климатических и дорожно-транспортных условий, дорожной инфраструктуры, учитывая максимально возможное число факторов условий эксплуатации автомобилей с целью повышения эффективности их использования в системе ТЭА [16].

Основной целью интеграции интеллектуальных технических систем в ТЭА является повышение эффективности управления техническим состоянием автомобилей, их безопасностью путем уменьшения дорожно-транспортных происшествий (ДТП), вызванных неисправностями АТ; предоставлять водителю информацию о состоянии дороги, предупреждать об усталости и необходимости отдыха; оперативная информационная поддержка взаимодействия всех участников процесса эксплуатации АТ.

**Выводы.** 1. Усовершенствована классификация условий эксплуатации автомобилей, которая отличается от известных тем, что учитывает социально-экономические и экологические условия эксплуатации при выборе автомобилей и оценке эффективности эксплуатации автомобильного транспорта.

2. Для эффективной эксплуатации грузового автомобильного транспорта необходимо при выборе автомобиля учитывать дорожные, транспортные и природно-климатические условия, технико-экологическую безопасность, топливную экономичность, скоростные и нагрузочные качества, требования высокого уровня технической эксплуатации. При этом максимальная эффективность эксплуатации грузовых автомобилей определяется уровнем интеллектуализации, дорожно-транспортными условиями и уровнем технической эксплуатации.

3. Оптимальная реализация проектных эксплуатационных и интеллектуальных свойств автомобиля может быть получена при выборе автомобиля для конкретного вида и объема работ при соответствующих условиях технической эксплуатации автомобиля.

## **Список использованных источников**

1. Мигаль В.Д. Технологія наукових досліджень. Методи системного підходу й моделювання: Навчальний посібник / В.Д. Мигаль. – Х.: Вид. ХНАДУ, 2009. – 200 с.
2. Мигаль В. Д. Мехатронні та телематичні системи автомобіля: навч. посібник / В. Д. Мигаль. – Х.: Вид-во «Майдан», 2017. – 314 с.
3. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія / В. Д. Мигаль. – Х.: Вид-во «Майдан», 2018. – 262 с.
4. Мигаль В. Д. Средства информационных систем автомобиля: справ. пособие / В. Д. Мигаль. – Х.: Изд-во «Майдан», 2012. – 444 с.
5. Интеллектуальные транспортные системы железнодорожного транспорта (основы инновационных технологий): учебное пособие / В. В. Скалзуб, В. П. Соловьев, И. В. Жуковицкий, К. В. Гончаров. – Д. : Изд-во

- Днепропетр. нац. ун-та ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна, 2013. – 207 с.
6. Положення про профілактичне обслуговування і ремонт рухомого складу автомобільного транспорту. – К.: Міністерство транспорту України, 1994. – 36 с.
  7. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Міністерство транспорту України, 1998. – 16 с.
  8. Постанова КМУ «Порядок здійснення державного контролю на автомобільному транспорті» № 1567 від 8 листопада 2006 р. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1567-2006-%D0%BF#n14>.
  9. Говорущенко Н. Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.
  11. Малкин В. С. Основы эксплуатации и ремонта автомобилей / В. С. Малкин, Ю. С. Бугаков. – Ростов на/Д: Феникс, 2007. – 431 с.
  11. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. – Донецк: Изд-во «Ноулидж» (донецкое отделение). 2013. – 398 с.
  12. Интеллектуальные транспортные системы: учебное пособие / сост. Н. С. Сембаев, Н. Д. Ставрова. – Павлодар: Кереку, 2016. – 99 с.
  13. Жанказиев С. В. Интеллектуальные транспортные системы: учебное пособие / С. В. Жанказиев. – М.: МАДИ, 2016. – 120 с.
  14. Власов В. М. Информационные технологии на автомобильном транспорте: учебник для вузов / В. М. Власов, Д. Б. Ефименко, В. Н. Богумил. – М.: Академия, 2014. – 256 с.
  15. Сафиуллин Р. Н. Интеллектуальные бортовые системы на автомобильном транспорте: монография / Р. Н. Сафиуллин, М. А. Керимов / под. ред. Керимова М. А. – М.: Директ-Медиа, 2017. – 355 с.

## Анотація

### **КРИТЕРІЙ ВИБОРУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ І ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ**

Мигаль В.Д., Лебедев А.Т., Шуляк М.Л., Калінін Є І.

*Метою досліджень є розробка критеріїв вибору вантажних автомобілів шляхом аналізу, систематизації, узагальнення проектних якостей і умов експлуатації автомобільного транспорту, які дозволять підвищити ефективність експлуатації автомобільного транспорту. Проаналізовано та узагальнено сучасний стан якості створюваних автомобілів, стан умов їх експлуатації, класифікації умов технічної експлуатації автомобілів. Результати проведеного аналізу показали, що високі експлуатаційні властивості сучасних інтелектуальних автомобілів не завжди можуть бути реалізовані через недостатні транспортної інфраструктури та дорожньо-транспортних умов. Існуюча класифікація умов експлуатації відображає не всі*

фактори, які необхідно враховувати при виборі і призначення автомобілів. Запропоновано, класифікація, яка враховує дорожні, кліматичні, соціально-економічні та екологічні умови експлуатації автомобілів. Показано, що для ефективної експлуатації вантажних автомобілів необхідно при їх виборі враховувати дорожні, транспортні та природно-кліматичні умови, техніко-екологічну безпеку автомобіля, паливну економічність, швидкісні і навантажувальні якості, вимоги високого рівня технічної експлуатації. При цьому максимальна ефективність експлуатації вантажних автомобілів визначається їх проектним рівнем інтелектуалізації, дорожньо-транспортні умови і рівнем технічної експлуатації. Оптимальна реалізація проектних експлуатаційних і інтелектуальних властивостей автомобіля може бути отримана при виборі автомобіля для конкретного виду та обсягу робіт при відповідних умовах технічної експлуатації автомобіля.

## **Abstract**

### **SELECTION CRITERIA FOR TRUCKS AND IMPROVING THE EFFICIENCY OF TECHNICAL OPERATION OF VEHICLES**

V. Myhal, A. Lebedev, M. Shuliak, E. Kalynyn

*The purpose of the research is to develop criteria for the selection of trucks through the analysis, systematization, synthesis of design qualities and conditions of operation of road transport, which will improve the efficiency of operation of road transport. Analyzed and summarized the current state of the quality of the cars created, the condition of their operation conditions, the classification of conditions for the technical operation of vehicles. The results of the analysis showed that the high performance properties of modern intelligent cars can not always be realized due to inadequate transport infrastructure and traffic conditions. The existing classification of operating conditions reflects not all the factors that must be considered when choosing and appointing cars. The proposed classification, which takes into account the road, climate, socio-economic and environmental conditions of the vehicles. It is shown that for efficient operation of trucks it is necessary to take into account road, transport and environmental conditions, technical and environmental safety of the vehicle, fuel efficiency, speed and load quality, the requirements of a high level of technical operation. At the same time, the maximum efficiency of the operation of trucks is determined by their design level of intellectualization, road traffic conditions and the level of technical operation. The optimal implementation of the design operational and intellectual properties of the car can be obtained by choosing a car for a particular type and scope of work under the appropriate conditions of technical operation of the car.*

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ В СКЛАДІ АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ

**Шуляк М.Л., д.т.н., проф., Крамаренко О.В., Марченков С.П., маг-ти**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В аграрному секторі транспорт займає важливе місце: він починає і завершує процеси виробництва продукції рослинництва і тваринництва та здійснює технологічні зв'язки між окремими етапами робіт. На частку транспортних робіт, що виконують трактори в аграрному секторі, припадає понад 35% від обсягу основних видів робіт. Однак, як для транспортних, так і для транспортно-технологічних агрегатів властиво не повне використання потужності двигуна трактора, що призводить до неефективного використання тракторів. Одним з відомих способів поліпшення паливної економічності за рахунок більш повного завантаження двигуна, є перехід на знижені обороти двигуна і підвищену передачу трансмісії. Цей спосіб широко застосовується при роботі трактора тягової концепції, при переході до тягово-енергетичної концепції має деякі обмеження викликані зв'язком між оборотами двигуна і ВВП.*

**Вступ.** Сільськогосподарське виробництво розосереджено на величезних площах і вимагає переміщення великої кількості технологічних і експлуатаційних матеріалів, проміжної і кінцевої продукції. Тому в аграрному секторі транспорт займає важливе місце: він починає і завершує процеси виробництва продукції рослинництва і тваринництва та здійснює технологічні зв'язки між окремими етапами робіт. По мірі розвитку сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується, і якщо в даний час на кожен гектар ріллі припадає в середньому 45...50 т різних вантажів, то в найближчі роки очікується тільки збільшення цього обсягу.

**Аналіз основних досліджень та публікацій.** За типом рухомого складу розрізняють автомобільні та тракторні транспортні засоби. Вантажні перевезення поділяють на внутрішньогосподарські і позагосподарські. Внутрішньогосподарські перевезення (польові, позафермерські) виконуються на короткі (від 0,5 до 10 км) відстані переважно тракторним транспортом; позагосподарські перевезення виконуються на порівняно великі (30 – 50 км) відстані – автомобільним транспортом. На частку транспортних робіт, що виконуються тракторами в аграрному секторі, припадає понад 35% від обсягу основних видів робіт [1]. Транспортний процес в аграрному секторі має транспортно-технологічні спрямованості: збирально-транспортну, транспортну, транспортно-розподільчу [2]. В збирально-транспортному процесі здійснюється операція збирання (збір матеріалу, розподіленого по поверхні, і подача його в кузов), в транспортному процесі переміщується зібрана продукція за місцем



призначення, в транспортно-розподільчому процесі розвантажувальна операція замінюється розподільною (видачею матеріалу з кузова, ємності і т.д. і розподілом його по поверхні). Технічні засоби, що поєднують функції транспортних і технологічних машин і агрегатів (підбирачі-транспортувальники, розкидачі добрив і т.п.) називаються транспортно-технологічними засобами.

Підвищення енергонасиченості тракторів і розвиток технологій виробництва призвело до випередження зростання маси технологічної частини МТА щодо зростання маси трактора, що унеможливило його подальше використання в якості тягача і вимагає нових напрямків використання потужності його двигуна.

**Основна частина.** Для тракторних поїздів (ТП) максимально повна маса причепа  $m_n$  може бути обмежена [3] або потужністю двигуна при достатньому зчепленні ведучих коліс трактора і заданої швидкості  $v$ :

$$m_n \leq \frac{N_{e\max} \eta_m (1 - \delta)}{q\psi} - m_m, \quad (1)$$

або по зчепленню ведучих коліс:

$$m_n \leq m_m \frac{\varphi \lambda_g + (1 - ftg\gamma)[\varphi - (f + i)tg\gamma]}{[1 + (\varphi - f)tg\gamma](f + i)}, \quad (2)$$

де:  $N_{e\max}$  – максимальна потужність двигуна;

$\eta_m$  – ККД трансмісії;

$\delta$  – коефіцієнт буксування ведучих коліс трактора;

$m_m$  – маса трактора;

$\psi$  – сумарний коефіцієнт опору опорної поверхні;

$\lambda_g = G_o / qm_m$  – коефіцієнт статичного довантаження зчпного пристрою від сили  $G_o$ , яка довантажує задній міст трактора часткою маси причепа;

$\gamma$  – кут нахилу сили тяги трактора по відношенню до опорної поверхні.

Для визначення оптимального поєднання параметрів тракторного поїзда необхідно залучення додаткових критеріїв. Передбачається [4] в якості такого критерію для оцінки раціонального співвідношення вантажопідйомності і швидкості руху транспортного агрегату (ТА) прийняти безрозмірний показник питомої витрати палива:

$$\Gamma = Q/W, \quad (3)$$

де:  $Q = 9,8q_m Gf v_2 / (100\eta_{mp})$  – годинна витрата палива, кг/год;

$q_m$  – питома витрата палива, кг/(кВт·год.);

$f$  – коефіцієнт опору кочення;

$W = 3,6Ev_2\tau/\ell$  – годинна продуктивність, кг/год;

$E$  – вантажопідйомність агрегату;

$\tau$  – коефіцієнт часу зміни;  
 $\ell$  – відстань перевезення, км.

Так, при порівнянні ефективності транспортних агрегатів МТЗ-80+ПТС-7 та Т-150К + ПТС-14 за допомогою залежності (3) отримано, що трактор МТЗ-80 вигідніше використовувати на будь-якій відстані перевезення вантажів. При недостатній кількості даних тракторів на відстані до 5 км можна використовувати Т-150К+ПТС-7, а понад – Т-150К+ПТС-14.

Розвиток сільськогосподарських ТА і ТТА супроводжується вдосконаленням транспортного, технологічного та допоміжного обладнання, встановлюваних на транспортних шасі, причепах, напівпричепах і напівначіпних причепах.

Прагнення до всебічного підвищення ефективності і якості роботи викликає необхідність все більш широкої заміни засобів механізації загального призначення (універсальних) спеціалізованими. Рухомий склад сільськогосподарського транспорту спеціалізують при цьому за операціями, що виконуються і видом вантажів та матеріалів, що транспортуються. При сезонному, переривчастому характері сільськогосподарського виробництва, спеціалізація рухомого складу неминуче супроводжується зменшенням його річної зайнятості.

Однак, як для транспортних, так і для транспортно-технологічних агрегатів властиво не повне використання потужності двигуна трактора, що призводить до неефективного використання тракторів. Час роботи трактора на режимах, при яких експлуатаційна навантаження дизеля не перевищує 60 - 70% при номінальній частоті обертання становить 30-60% [5].

Особливо актуально постає питання ефективного використання саме агрегатів змінної маси де до негативних чинників, що викликають недовикористання потужності двигуна додається постійна зміна маси вантажу в причепі (бочці).

Транспортні агрегати відносяться до класу складних технічних систем, ефективність роботи яких на протязі заданого часу забезпечується при виконанні своїх загальних функцій у межах, встановлених нормативними вимогами за умови протидії зовнішнім дестабілізуючим факторам.

Розглянемо підвищення ефективності експлуатації МТА в складі трактора ХТА – 200 – 10 та ПРТ-10.

Агротехнічно допустима швидкість для цього агрегату становить 8-10 км/год. згідно технічної документації.

Швидкість максимально можлива по завантаженню двигуна, визначається за формулою [6]:

$$V_{P_{\max}}^{N_e} = \frac{(N_{e_n} \cdot \eta_{N_e} - N_{BOM} / \eta_{BOM}) \cdot \eta_{MG} \cdot \eta_{\delta}}{R_M + G \cdot \left( f + \frac{i}{100} \right)}, \quad (4)$$

де:  $N_{e_n}$  – номінальна потужність, кВт;

$\eta_{N_e}$  – коефіцієнт оптимального завантаження двигуна,  $\eta_{N_e} = 0,8 \dots 0,95$ ;

$N_{BOM}$  – потужність на привід активних робочих органів;  
 $\eta_{BOM}$  – ККД валу відбору потужності,  $\eta_{BOM} = 0,94..0,96$ ;  
 $\eta_{MG}$  – ККД трансмісії;  
 $\eta_{\delta}$  – ККД буксування;  
 $R_M$  – тяговий опір машини, Н;  
 $i$  – нахил місцевості, %;  
 $G$  – вага трактора, Н.  
 Тяговий опір робочої машини визначається за формулою:

$$R_M = (G_{PP} + G_{GP}) \left( f + \frac{i}{100} \right), \quad (5)$$

де:  $G_{PP}$  – конструктивна вага машини, Н;  
 $G_{GP}$  – вага вантажу в кузові, Н;  
 Коефіцієнт завантаження двигуна можна визначити:

$$\eta_{Nep} = \frac{N_{ep}}{N_{en}}, \quad (6)$$

де:  $N_{ep}$  – ефективна потужність двигуна на робочому режимі, кВт.  
 Ефективну потужність двигуна визначаємо за формулою [6]:

$$N_{ep} = \frac{(R_M + P_f + P_a) \cdot V_p}{\eta_{MG} \cdot \eta_{\delta}} + \frac{N_{BOM}}{\eta_{BOM}}, \quad (7)$$

де:  $P_f, P_a$  – сила, що витрачається на переміщення та підйом трактора, Н

$$(P_f + P_a) = G \cdot \left( f_T + \frac{i}{100} \right). \quad (8)$$

Згідно наведених формул, проводимо розрахунки для початкового і кінцевого станів роботи МТА (рис. 1).

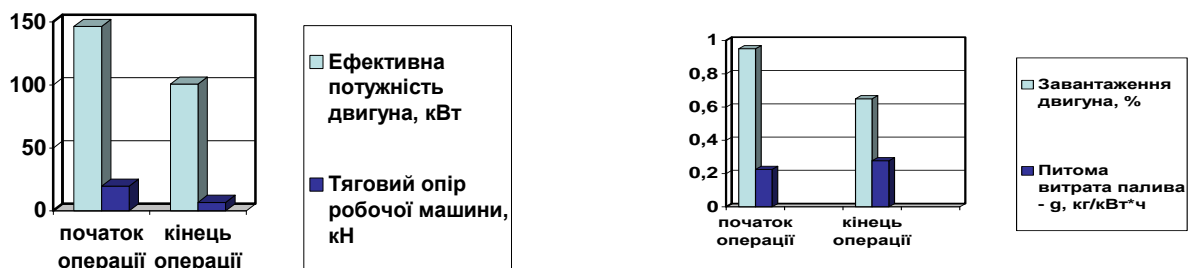


Рис. 1 – Результати розрахунку моделювання роботи МТА змінної маси

Як видно з наведеного розрахунку зміна маси сільськогосподарської машини істотно вплинуло на коефіцієнт завантаження двигуна.

Проаналізувавши регуляторну характеристику двигуна Д-260 і багатопараметрові трактора ХТА – 200 – 10. Можна стверджувати, що питома витрата палива погіршиться на 18% і складе для першого випадку 225 кг/кВт·год; для другого 274 кг/кВт·год.

Одним з відомих способів поліпшення паливної економічності за рахунок більш повного завантаження двигуна, є перехід на частковий швидкісний режим роботи і підвищену передачу трансмісії. Цей спосіб широко застосовується при роботі трактора в межах тягової концепції, при переході до тягово-енергетичної концепції, його використання ускладнене, навіть при використанні робочих машин з постійною масою, залежністю частоти обертання двигуна і ВВП.

**Висновки.** Одним з напрямків підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси є більш повне завантаження двигуна за рахунок переходу на частковий швидкісний режим. Експлуатація трактора тягово-енергетичної концепції за умови переходу його двигуна на частковий швидкісний режим неможлива без додаткової стабілізації частоти обертання ВВП, бо це призведе до погіршення якості виконання технологічної операції.

### Список використаних джерел

1. Аникин, Н. В. Анализ внутрихозяйственных перевозок сельскохозяйственной продукции / Н. В. Аникин, Н. В. Бышов, И. А. Успенский, И.А. Юхин и [др.] // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: II Международная научно-производственная конференция – Пенза : Изд-во ПГУАС, 2009. С. 111 - 113.
2. Шалягин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости / В.Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 254 с.
3. Тракторные поезда / П.П. Артемьев, Ю.А. Атаманов, Н.В, Богдан и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 286 с.
4. Евтушенков Н.Е. Рациональное соотношение грузоподъемности и скорости движения транспортного агрегата / Н.Е. Евтушенков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – № 8. С. 19-20.
5. Володін В.М. Оценка эксплуатационной топливной экономичности тракторных и комбайновых дизелей // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. № 1. – С. 14-16.
6. Шуляк М.Л. Підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси / М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 148 – С. 280 - 286.

## **Аннотация**

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ В СОСТАВЕ АГРЕГАТА ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ**

Шуляк М.Л., Крамаренко А.В., Марченков С.П.

*В аграрном секторе транспорт занимает важное место: он начинает и завершает процессы производства продукции растениеводства и животноводства и осуществляет технологические связи между отдельными этапами работ. На долю транспортных работ, выполняемых тракторами в аграрном секторе, приходится более 35% от объема основных видов работ. Однако, как для транспортных, так и для транспортно-технологических агрегатов свойственно не полное использование мощности двигателя трактора, что приводит к неэффективному использованию тракторов. Одним из известных способов улучшения топливной экономичности за счет более полной загрузки двигателя, является переход на пониженные обороты двигателя и повышенную передачу трансмиссии. Этот способ широко применяется при работе трактора тяговой концепции, при переходе к тягово-энергетической концепции имеет некоторые ограничения вызванные связью между оборотами двигателя и ВОМ.*

## **Abstract**

### **IMPROVING THE EFFICIENCY OF TRACTOR IN TRANSPORT WORKS IN THE COMPOSITION OF THE VARIABLE MASS UNIT**

M. Shuliak, A. Kramarenko, S. Marchenkov

*In the agrarian sector, transport occupies an important place: it starts and completes the processes of crop production and livestock production and implements the technological links between the individual stages of work. The share of transport work performed by tractors in the agricultural sector accounts for more than 35% of the volume of the main types of work. However, both for transport and transport-technological units it is characteristic not to use the engine power of the tractor completely, which leads to inefficient use of tractors. One of the known ways to improve fuel efficiency due to a more complete engine load, is to switch to lower engine rpm and higher transmission. This method is widely used in the operation of the tractor traction concept, in the transition to the traction and energy concept has some limitations caused by the connection between the engine speed and the PTO.*

## АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ЗЕРНОСУШАРКИ ШАХТНОЇ ТИПУ ЗШ (ЗШ-1500Г)

**Балабай Т.О., керівник ВЛ, Коробко А.І., к.т.н., доц.**

*Харківська філія УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого*

**Шуляк М.Л., д.т.н., доц., Кіреєва О.С., інж.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Приведені результати державних приймальних випробувань зерносушарки шахтної типу ЗШ (ЗШ-1500Г) на відповідність вимогам безпеки машин, визначення показників якості та їх відповідність встановленим вимогам з метою прийняття рішення щодо включення зерносушарки шахтної типу ЗШ (ЗШ-1500Г) до Державного реєстру технічних засобів для агропромислового комплексу України. Дослідження проведені в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Встановлено, що зерносушарки даної серії відповідають вимогам Технічних умов, нормативної документації з безпеки і ергономічності.*

**Вступ.** Збільшення виробництва зерна та скорочення втрат на всіх етапах виробництва є однією з важливіших задач сучасного аграрного сектору України. Ця задача має вирішуватися не тільки шляхом збільшення валового збору, але і поліпшення якості після збиральної обробки, так як якість зерна суттєво впливає на його вартість та можливості по подальшому використанню. Особливе значення має сушка, яка є найбільш вузьким місцем в післязбиральної обробки зерна. Вона дозволяє не тільки зберегти величезний обсяг продукції, але при правильно організувати та вибрати режими підвищити якість просушуємо зернового матеріалу. Однак в даний час при наявності великої кількості зерносушарок різних типів вони не завжди експлуатуються в оптимальних режимах, внаслідок чого витрата палива буде вищою, а продуктивність сушарок нижче паспортних.

**Мета роботи** є аналіз та узагальнення результатів експериментальних досліджень, визначення показників якості та їх відповідність встановленим вимогам з метою прийняття рішення щодо включення зерносушарки шахтної типу ЗШ (ЗШ-1500Г) до Державного реєстру технічних засобів для агропромислового комплексу України.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Сушіння зерна необхідне у випадку його значної вологості в період збору врожаїв та для захисту від комах-шкідників. У випадку з пшеничним зерном, першими сушінню піддаються найцінніші сорти, потім – тверді. Для сушіння зерна в Україні застосовують сушильні апарати різних типів. Найбільше поширення й найбільшу продуктивність мають шахтні зерносушарки. В Україні на долю цих сушарок

припадає більше 80 % діючих установок із продуктивністю від 2 до 50 т/год. [1]. Шахтні сушарки більшої продуктивності (до 120 т/год.) використовують у термінальних елеваторах США й Канади, але для європейських промислових установок найбільш характерна продуктивність від 2 до 10 т/год. [2].

Аналіз парку сушильної техніки в Україні показує, що близько 10% підприємств використовують вітчизняні й закордонні сушарки, що дає можливість порівнювати їх технологічні й експлуатаційні характеристики, а також більш ефективно забезпечувати сушіння різних культур. Близько 4% аграріїв використовують інші типи сушильного встаткування, наприклад мобільні сушарки, а також агрегати колонкового типу [3].

Але застосування шахтних зерносушарок приводить до досить високих енерговитрат – 5 МДж/кг і вище. З другого боку, незалежно від конструкції сушарки кожний вид зерна для знімання вологості зерна на 1% вимагає однакової кількості теплоти. Отже, у конструкторів різних сушарок існує однакове завдання – донести теплоту до зерна, зробивши втрати мінімальними. Чим краще вирішене таке цільове завдання, тим менше експлуатаційні витрати на сушіння [1].

**Опис об'єкта випробувань.** Зерносушарки шахтні типу ЗШ призначені для сушіння зерна та насіння зернових, круп'яних і бобових культур, кукурудзи і соняшника в потокових лініях зерносушильних комплексів і можуть використовуватися окремо. Основними споживачами зерносушарок є колективні, фермерські та зернозаготівельні підприємства. Зерносушарки поставляються з обладнанням для рідкого (пічне) або газоподібного палива.

Зерносушарки аналогічного призначення виробляються як в Україні так і за кордоном: ПАТ «Карлівський машинобудівний завод» – сушарки типу А1-ДСП; Краснянський «Агромаш» – сушарки типу ЗСШ; Лубенський завод «Комсомолец» – У13-СШ; МЕСМАР, Італія; DGG, Feerum, Польща; FR, Strahl Італія та інш. Виробництво зерносушарок типу ЗШ розпочате з 2002 року. Всього виготовлено 280 одиниць обладнання. За період з 2013 року на даний час виготовлено 37 зерносушарок різних моделей.

**Технічний опис.** Зерносушарка типу ЗШ (рис. 1) відноситься до одноопераційного технічного засобу.

Основні характеристики зерносушарок:

- безперервний процес сушіння;
- автоматизоване управління роботою сушарки;
- непрямий нагрів повітря;
- побічне або пряме вимірювання вологості зерна;
- регулюєма швидкість руху зерна в шахтах;
- постійний контроль за температурою теплоносія і зерна;
- мале питоме споживання електроенергії і палива;
- високе теплоізолювання сушарки, малі втрати тепла в оточуюче середовище;
- основні елементи виконані з оцинкованої сталі;
- комплектуються імпортними вентиляторами і пальниками з високими показниками надійності і ККД;

- призначені для експлуатації на відкритому повітрі;
- необхідне приміщення для щита управління;
- можливе встановлення аварійної попереджувальної сигналізації;
- можливе встановлення системи аварійного охолодження;
- випускаються у двох модифікаціях:

з теплообмінником із нержавіючої сталі з непрямим нагрівом теплоносія для сушіння насіннєвого і продовольчого зерна; без теплообмінника з прямим нагріванням теплоносія.



Рис. 1 – Загальний вигляд зерносушарки типу ЗШ в комплексі ЗАВ

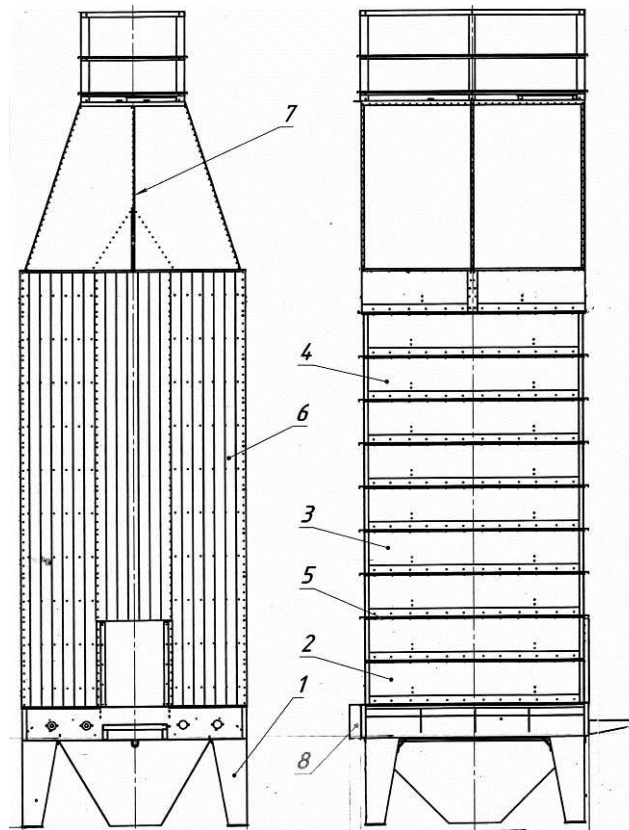
Зерносушарка складається з колони сушіння, теплогенератора, газоходу. Колона сушіння складається з трьох основних частин: основи, сушарної частини і надсушарного бункеру. Основа розміщена знизу колони і являє собою зварний металевий каркас, на який зверху встановлюються інші частини колони сушіння. В основі безпосередньо під кожною шахтою по всій довжині розміщені випускні механізми з приводом від мотор-редуктора, які в процесі роботи, обертаючись, відгрібають зерно з-під шахт та скидають його у підсушаний бункер. Знизу підсушарного бункера (за виключенням моделі ЗШ-300) розміщений конвеєр, який подає висушене зерно назовні. На виході конвеєра розміщений пробовідбірник. В основі збоку над випускними механізмами розміщені люки аварійного вивантаження, які призначені для екстреного вивантаження зерна з обезструмленої сушарки при пожежі.

Сушарна частина являє собою дві паралельно розміщені вертикальні шахти, встановлені на основі. Шахти складаються з однакових секцій, розміщених одна над другою, їх кількість залежить від продуктивності сушарки. Нижні секції утворюють зону охолодження, верхні – зону нагріву (рис.2).

Всередині кожної секції змонтовано два ряди горизонтальних трикутних коробів відкритою частиною донизу. Проти одного з торців коробу в боковій стінці виштампуване трикутне вікно, а з другого торця він закритий. В кожному наступному ряду коробки розвернути на 180° і здвинуті на півкроку. Короби розділяють на підводячі і відводячі: перші мають вікна з боку подачі гарячого



повітря (зона нагріву) або атмосферного повітря (зона охолодження), другі – з протилежного боку. Простір поміж шахтами створює напірну камеру, розділену двома перетинами на зони гарячого і холодного повітря. В перетинках розміщені люки для переходу із зони в зону і в підсушарний бункер. З одного боку зони охолодження розміщений вхідний люк, з другого боку знаходиться вентилятор охолодження.



1 – основа в складі з мотор-редуктором привода випускного механізму; 2 – пояс охолодження; 3 – пояс нагріву; 4 – пояс нагріву; 5 – перетинка; 6 – каркас з обшивкою; 7 – драбина; 8 – електродвигун привода живильників

Рис. 2 – Схема сушарки з теплоагрегатом

В модифікаціях сушарок з порціонним сушінням зерна охолодження відсутнє. В зоні гарячого повітря розміщене вікно для приєднання газоходу і подачі гарячого повітря. З двох боків з боку виходу відпрацьованого гарячого повітря відводячі короби закриті кожухами. По торцям шахти теплоізолювані. В нижній частині зони нагріву в одному з відводячих коробів встановлений датчик температури відпрацьованого теплоносія, а в підводячих – датчик температури теплоносія.

Надсушарний бункер розміщений над сушарною частиною. У верхній частині знаходиться завантажувальна вирва і люк. Всередині розміщені два сигналізатори рівня зерна, під дахом по усій довжині розміщений гвинтовий конвеєр (за виключенням моделі ЗШ-300), а знизу знаходиться розсікач, що закриває зверху напірну камеру і розподіляє потік зерна по двох шахтах.

Надсушарний бункер слугує для створення гідравлічного затвору, що

попереджає витік теплоносія з шахт, і забезпечує безперервну роботу сушарки при короткочасних перебиваннях в подачі зерна.

Теплогенератор складається з теплообмінника, блоку вентиляторів, пальника і майданчика обслуговування.

Теплообмінник являє собою зварну несучу конструкцію, всередині якої підвішена камера згоряння. В торці камери згоряння встановлюється пальник. Торцеві стінки теплообмінника теплоізолювані. По бокам розміщені повітряні канали для подачі атмосферного повітря до вентиляторів. У нижній частині повітряних каналів розміщені обертові заслінки для регулювання кількості повітря, що подається на нагрів. З боку пальника встановлюється майданчик обслуговування пальника.

Блок вентиляторів являє собою металеву раму, всередині якої розміщені радіальні вентилятори з клинопасовими приводами. Напірні патрубки вентиляторів закриті жалюзями, які перешкоджають зворотному руху повітря. Під час роботи під напором повітря жалюзі відкриваються. Одна бокова стінка закриті розсовуваними щитами.

В моделі ЗШ-300 блок вентиляторів, теплообмінник і майданчик обслуговування являють собою єдину конструкцію, в якій вентилятор розміщений під майданчиком обслуговування. Зверху на блок вентиляторів встановлюється теплообмінник.

В процесі роботи вентилятори нагнітають повітря всередину теплообмінника, там воно нагрівається і через газохід попадає в зону гарячого повітря напірної камери колони сушіння.

Пальник являє собою автоматичне улаштування, що призначене для розпилення і розпалювання палива, і автоматичного управління і контролю за процесом горіння. Пальник на рідкому паливі складається з вентилятора високого тиску, паливного насоса, паливної апаратури, двох форсунок, механізму управління повітряною заслінкою і блоку управління. Пальник на природному газі складається з вентилятора високого тиску, механізму управління газовою і повітряною заслінками, блоку управління і газового мультиблоку.

Газохід являє собою теплоізолюваний перехідник, за допомогою якого гаряче повітря подається від теплогенератора в напірну камеру колони сушіння.

Технічні характеристики сушарок наведені в таблиці 1.

Зерносушарки працюють також з теплогенератором на рослинних відходах. Технічні характеристики сушарок типу ЗШ.Р наведені в таблиці 2.

**Опис технологічного процесу.** Сире зерно, що призначене для сушіння, за допомогою норії або іншого транспортуючого механізму подається зверху в сушарку, заповнює шахти і надсушарний бункер. Простір між коробами заповнюється зерном. Рівень зерна контролюється за показниками сигналізаторів рівня в надсушарному бункері. Місце встановлення дальнього (відносно точки завантаження) сигналізатора відповідає максимальному рівню засипання зерна. Ближній сигналізатор вмикає шнек надсушарного бункеру (окрім моделі ЗШ-300). В процесі роботи вентилятори нагнітають повітря всередину корпусу теплогенератора, там воно нагрівається і через газохід

попадає в напірну камеру. З напірної камери теплоносії надходить в підводячі коробки зони нагріву, проходить через шар зерна і через відводні коробки виходить назовні. В зоні охолодження таким же чином проходить атмосферне повітря. Зерно, яке рухається зверху вниз, проходить між коробами, нагрівається і сушиться. Після охолодження усіх секцій зони нагріву зерно надходить в секції охолодження.

Таблиця 1 – Технічні характеристики зерносушарок шахтних типу ЗШ

№ п/п	Показник	Одиниця виміру	Модель					
			ЗШ-300	ЗШ-600	ЗШ-900	ЗШ-1200	ЗШ-1500	ЗШ-4000
1	Продуктивність при зниженні вологості на 6 %	т/год.	5	10	15	20	25	58
2	Кількість поясів зони нагріву	шт.	6	6	8	11	14	19
3	Кількість поясів зони охолодження	шт.	3	3	4	5	6	5
4	Час сушки	год.	1,5					
5	Час охолодження	год.	0,3					
6	Потужність теплогенератора	кВт	300	600	900	1200	1500	4000
7	Модель теплогенератора		ТГА-300	ТГА-600	ТГА-900	ТГА-1200	ТГА-1500	ТГА-4000
8	Максимальна витрата палива	л/год.	26	52	73	104	126	400
		м <sup>3</sup> /год.	36	74	108	144	175	515
9	Встановлена потужність	кВт	14	22	22	31	31	54
10	Витрата агента сушки	м <sup>3</sup> /год.	15900	31500	47200	63100	79000	122000
11	Аеродинамічний опір зони нагріву	Па	520	530	530	520	530	550
12	Витрата холодного повітря	м <sup>3</sup> /год.	3600	7200	10700	14300	17800	40000
13	Аеродинамічний опір зони охолодження	Па	190	210	200	180	1900	180
14	Засипова ємність	т	13	22	30	39	47	115
15	Вага конструкції	т	5,9	7	8,2	10	11,5	17
16	Висота сушарки	м	7	8	9,5	11,5	14	16
17	Довжина сушарки	м	2,4	5				
18	Ширина сушарки	м	3,6					5

Таблиця 2 – Технічна характеристика зерносушарок на рослинних відходах типу ЗШ.Р

Модель		ЗШ-300Р (Т)	ЗШ-600Р (Т)	ЗШ-900Р (Т)	ЗШ-1200Р (Т)	ЗШ-1500Р (Т)	ЗШ-3000Р (Т)	ЗШ-5000Р (Т)	ЗШ-6000Р (Т)
Продуктивність по пшениці при зйому вологи 5 %, т/год.		5	10	15	20	25	50	75	100
Кількість поясів	Зона сушки/охладження	3	4	5	7	9	9×2	9×3	9×4
	Надсушарний бункер	2	2	2	2	2	2×2	2×3	2×4
Кількість модулів		1	1	1	1	1	2	3	4
Габаритні розміри, м	висота	8	9,1	10,3	12,6	14,9	15,2	15,2	15,2
	ширина	2,85	2,85	2,85	2,85	2,85	5,7	8,55	11,4
	довжина	13	13	13	15	15	17	17	17
Вид палива		рослинні відходи							
Максимальна витрата палива, кг/год.	солома	100	200	300	400	500	1000	1500	2000
	лузга соняшника	80	160	240	320	400	800	1200	1600
	тирса	160	300	440	580	720	1440	2160	2880
Вологість палива, %, не більше		20							
Максимальний розмір частинок палива, мм		8							
<i>Примітка 1. В таблиці вказана проміжна модель ЗШ-Р (Т).</i>									

Там воно охолоджується атмосферним повітрям і після цього попадає у випускні механізми.

Випускні механізми працюють у переривчастому режимі, значення часу роботи і паузи завдаються вручну з пульта управління. Завдяки цьому можна регулювати процес сушіння в залежності від значень вихідної і кінцевої вологості зерна. Випускні механізми подають зерно в підсушарний бункер сушарки, звідкіля воно надходить у зовнішні транспортуючі механізми.

Принципова схема зерносушарки типу ЗШ наведена на рис. 3.

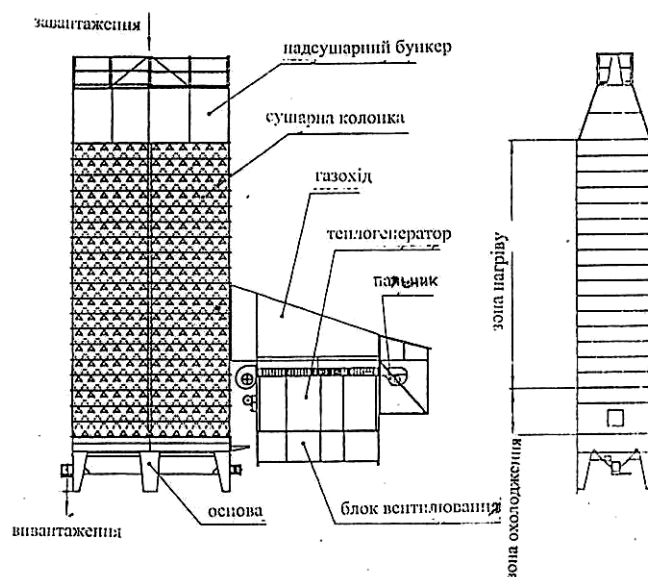


Рис. 3 – Принципова схема зерносушарки типу ЗШ

Управління роботою зерносушарки здійснюється з пульту управління, який входить в комплект постачання. Схема управління зібрана зі стандартних вузлів і забезпечує дистанційне автоматичне керування всіма механізмами. Автоматична робота сушарки заснована на непрямому або прямому вимірюванні вологості просушеного зерна. Контролюючи вологість зерна, можна управляти процесом сушіння і вмикати або вимикати випускання зерна з сушарки. Достовірним засобом вимірювання вологості зерна є лабораторний аналіз. В процесі роботи необхідно періодично відбирати проби зерна для лабораторного аналізу і за його результатами корегувати роботу регулятора температури.

Умови проведення випробувань Показники умов випробувань визначено згідно з ТУ. Значення показників наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Показники умов проведення випробувань

№ п.п.	Показник	Значення показника за даними		Висновок щодо відповідності
		ТУ, КЕ	випробувань	
1	Навколишнє середовище: – температура повітря, °С – відносна вологість, % – атмосферний тиск, мм рт.ст.	У1 за ГОСТ 15150	від 4 до 14 від 50 до 63 від 735 до 754	Відповідає
2	Характеристика культури: – культура – об'ємна маса, кг/м <sup>3</sup> – вологість, % – культура – об'ємна маса, кг/м <sup>3</sup> – вологість, %	пшениця від 748 до 785 більше 20 кукурудза від 690 до 700 більше 19	пшениця від 750 до 769 від 17 до 20 кукурудза від 690 до 720 від 26 до 29	Відповідає
3	Вид палива	природний газ	природний газ	Відповідає

Загальний вигляд зерносушарки ЗШ-1500Г, встановлений в господарстві, наведений на рис. 4.

Якісні показники режимів сушіння зерносушарки ЗШ-1500Г.

За період експлуатації з 2012 року сушарки ЗШ-1500Г було перероблено біля 75000 т зернових культур. З них біля 40000 т пшениці, біля 35000 т кукурудзи. Перехід з однієї культури на іншу (зачищення, завантаження, вихід на режим сушіння) складав до 12 годин.

Таблиця 4 – Якісні показники режимів.

Культура	Вологість зерна, %			Температура, °С		Продуктивність, т/год	Витрати палива, м <sup>3</sup> /год на 1т·%
	початкова	кінцева	зниження вологості	нагріву зерна	теплоносія		
Пшениця	17	14	3	45-50	120-130	27,0	1,00
	20	14	6	45-60	120-140	25,1	1,09
Кукурудза	26	14	12	30-35	50-60	13,6	1,15
	29	14	15	30-35	50-60	12,1	1,27



Рис. 4 – Зерносушарка ЗШ-1500Г в господарстві ТОВ «Конотопський елеватор»

За результатами випробувань продуктивність сушарки ЗШ-1500Г склала: по зерну пшениці – до 27,0 т/год.; по зерну кукурудзи – до 13,6 т/год. Зниження вологи склало: по пшениці – 3 % до 6 %, по кукурудзі – від 12 % до 15 %.

Витрати палива (газ природній) склали: по пшениці – від 1,0 до 1,09 м<sup>3</sup>/год. на 1 т·%; по кукурудзі – від 1,15 до 1,27 м<sup>3</sup>/год. на 1т·%.

При цьому зерно пшениці пропускатись через сушарку одноразово, кукурудза – в залежності від вологості двохкратно.

Дані таблиці 4 відображають опосередковані дані режимів сушіння.

Перерахунок даних по продуктивності за існуючими методиками в планові тонни дає такі показники: продуктивність по пшениці складає від 16,75 до 25,0 пл. тонн/год., що відповідає вимогам ТУ; по кукурудзі – від 10,19 до 12,67 пл. тонн/год.

**Експлуатаційно-технологічне оцінювання.** Експлуатаційно-технологічні показники визначено згідно з ТУ. Значення показників наведені в таблиці 5.

Експлуатаційно-технологічні показники свідчать про стабільність та надійність виконання технологічного процесу сушіння зерна.

**Економічне оцінювання** Економічне оцінювання проведено згідно з ДСТУ 4397:2005. Показники економічного оцінювання наведені в таблиці 6.

За результатами державних приймальних випробувань сушарки ЗШ-1500Г визначені прямі експлуатаційні витрати в розрахунку на 1 т

просушеного за рік зерна і складають 75,7 грн./т.

**Аналіз результатів випробувань.** Зерносушарка шахтна ЗШ-1500Г була прийнята на випробування в зібраному стані в ТОВ «Конотопський елеватор», с. Дубов'язовка, Конотопський р-н, Сумська обл. у серпні 2016 року.

Таблиця 5 – Показники експлуатаційно-технологічної оцінки, їх відповідність вимогам НД

№ п/п	Показник	Значення показника за даними:	
		ТУ, інших НД	випробувань
1	Отримана продуктивність на сушінні культур, т/год.: – пшениця – кукурудза	25 –	від 25,0 до 27, від 12,1 до 13,6
2	Забезпечення сушарки системами контролю кількості витрати палива	передбачено	в наявності
3	Коефіцієнт надійності технологічного процесу	немає даних	1,0
4	Коефіцієнт технологічного обслуговування	немає даних	1,0
5	Перехід з однієї культури на іншу, год.	від 5 до 15	до 12
6	Оперативний час технічного обслуговування сушарки, люд.год-год.	немає даних	0,10

Таблиця 6 – Вихідні дані для розрахунку економічних показників

№ п/п	Показник	Одиниця виміру	Значення
1	Зерносушарка	марка	ЗШ-1500Г
2	Продуктивність на сушці пшениці (середня)	т/год.	25
3	Споживана потужність	кВт·год.	30,8
4	Час роботи сушарки за рік	год.	900
5	Річний обсяг просушеного зерна	т.	15000
6	Питома витрата газу природного	м <sup>3</sup> /год.	143,7
7	Вартість сушарки відпускна	грн.	1613000,0
8	Строк служби сушарки	років	12
9	Обслуговуючий персонал		1 оператор сушіння 3 розр.

Таблиця 7 – Показники економічного оцінювання

№ п/п	Показник	Одиниця виміру	Значення
1	Амортизаційні відрахування	грн.	129040,0
2	Витрати на поточний ремонт, ТО	грн.	51616,0
3	Затрати на електроенергію (тариф – 2,3 грн./кВт·год.)	грн.	63756,0
4	Затрати на газ природний (ціна 6,8 грн./м <sup>3</sup> )	грн.	879444,0
5	Затрати на обслуговування	грн.	11372,0
6	Всього експлуатаційні витрати	грн.	1135228,0
7	Прямі експлуатаційні витрати на 1 тону просушеного зерна	грн.	75,7

Під час первинної технічної експертизи, яка проводилася в два етапи: в умовах виробництва зерносушарок в ТОВ ЗЕО «Сокол» і в умовах реальної експлуатації в ТОВ «Конотопський елеватор», встановлено:

– зерносушарка ЗШ-1500Г відповідає вимогам технічної, нормативної документації на зерносушарки шахтні;

– зерносушарка не поступається за своїми технічними характеристиками аналогічним виробам інших фірм;

– зерносушарка може використовуватися для сушіння зернових та інших культур згідно своєму призначенню за технічних умов, у всіх кліматичних зонах, передбачених технічними умовами зерносушарки шахтні типу ЗШ.

Випробування проведені в умовах реальної експлуатації з серпня по жовтень 2016 року. Умови та режими випробувань відповідали вимогам технічних умов, керівництва з експлуатації, робочої програми та методики випробувань.

Під час випробувань встановлено, що обладнання задовільно виконує технологічний процес сушіння зерна та інших культур.

Конструкція сушарки дозволяє додержуватись нормативних вимог до умов сушіння різних культур.

Наробіток сушарки за період експлуатації і випробувань склав, відповідно, 18000 і 1600 годин. Відмов та несправностей сушарки за цей період не виявлено. Тому коефіцієнт готовності прийнятий 0,99.

За показниками безпеки праці обладнання відповідає вимогам НД системи стандартів безпеки праці. Його ергономічні показники знаходяться на задовільному рівні.

Заключною технічною експертизою встановлено, що сушарка знаходиться в роботоздатному стані і придатна до подальшої експлуатації.

**Висновки.** В результаті випробувань встановлено, що зерносушарка шахтна ЗШ-1500Г, як і весь типоряд сушарок типу ЗШ, виробництва ТОВ ЗЕО «Сокол» виконаний на задовільному технічному рівні, забезпечує виконання технологічного процесу сушіння зерна і інших культур з зазначеними нормативною документацією параметрами, є якісною, має позитивні екологічні і ергономічні показники. За економічними показниками і доступністю в обслуговуванні не поступається виробам інших фірм.

Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого рекомендувала зерносушарку шахтну ЗШ-1500Г, а також увесь типоряд зерносушарок шахтних типу ЗШ (за технічних умов ТУ У 29.3-30991072-001-2002) до включення до Державного реєстру технічних засобів, рекомендованих для застосування в агропромисловому комплексі України.

## Список використаних джерел

1. Бурдо О.Г. Дослідження процесу сушіння в рекуперативній зерносушарці / О.Г. Бурдо, О.В. Зиков // Зернові продукти і комбікорми. – 2014. – №55. – с. 47-50.
2. Бурдо О.Г. Еволюція сушильних установок / О.Г. Бурдо. – Одеса: Полиграф, 2010 – 368с.



3. Современное состояние и тенденции развития мощностей по хранению зерна в хозяйствах Украины, Журнал «Хранение и переработка зерна» : <http://hipzmag.com/>.
4. Протокол державних приймальних випробувань технічного засобу для АПК Зерносушарки шахтні типу ЗШ Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого № 2080/1402-05-2016.

#### **Аннотация**

### **АНАЛИЗ ИСПЫТАНИЙ ЗЕРНОСУШИЛКИ ШАХТНОГО ТИПА ЗШ (ЗШ-1500Г)**

Балабай Т.А., Коробко А.И., Шуляк М.Л., Киреева О.С.

*Приведены результаты государственных приемочных испытаний зерносушилки шахтного типа ЗШ (ЗШ-1500Г) на соответствие требованиям безопасности машин, определения показателей качества и их соответствие установленным требованиям с целью принятия решения о включении зерносушилки шахтного типа ЗШ (ЗШ-1500Г) в Государственный реестр технических средств для агропромышленного комплекса Украины. Исследования проведены в Харьковском филиале УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого. Установлено, что зерносушилки данной серии соответствуют требованиям Технических условий, нормативной документации по безопасности и эргономичности.*

#### **Abstract**

### **ANALYSIS OF TESTS OF GRAIN DRYING OF THE MINE TYPE OF ZSH (ZSH-1500G)**

T.Balabay, A. Korobko, M. Shulyak, O. Kirieieva

*The results of the state acceptance tests of the ZSH (ZSH-1500G) mine-type grain dryer for compliance with the machine safety requirements, the definition of quality indicators and their compliance with the established requirements are presented with a view to deciding whether the ZSH-1500G shaft-type grain dryer (ZSH -1500G) is included in the State Register of Technical Equipment for Agricultural and Industrial complex of Ukraine. Research conducted in the Kharkov branch of UkrNDIPPT them. L. Pogorelogo. It has been established that grain dryers of this series comply with the requirements of the Specifications, regulatory documents on safety and ergonomics.*

## АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА НА СОЛОМІ КТ-601М ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА

**Тетівник Г.О., н.с., Козлов Ю.Ю., інж.**

*Харківська філія УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого*

**Шуляк М.Л., д.т.н., доц., Єсіпов О.В., к.т.н., доц.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*У статті приведені результати державних приймальних випробувань теплогенератора на соломі КТ-601М проведених в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. За результатами випробувань встановлено, що теплогенератор на соломі КТ-601М відповідає вимогам проекту Технічних умов, нормативній документації з безпеки і ергономічності. За економічними показниками і доступністю обслуговування теплогенератор не поступається виробам інших фірм та може бути впроваджений у виробництво.*

**Вступ.** Одними з найбільш актуальних завдань, що стоять перед державою останніми роками, є скорочення споживання дорогого імпортного палива – природного газу, а також збільшення частки використання відновлюваних джерел енергії. Солома є перспективним джерелом енергії як у світі, так і в Україні. Протягом останніх років в Україні спостерігається тенденція поступового зростання використання теплогенераторів на твердих видах палива для підготовки сушильного агента в зерносушильних установках різних типів, а також для підігрівання повітря в будь-яких інших технологічних процесах. В якості палива використовуються тюки соломи, дрова, тріска, зерновідходи і т.д.. Стале використання соломи, як виду палива, для регіональних підприємств дозволить зменшити енергетичну залежність та забезпечити використання місцевого ресурсного потенціалу. Перехід на використання соломи в якості палива буде найбільш актуальним для підприємств, які мають свою сировинну базу. Також необхідно зазначити, що перешкодою для використання соломи в якості палива служить обмежена кількість придатних для її спалювання топків. Солома може використовуватись в якості палива, проте існують деякі перешкоди, що викликані неоднорідністю сировини, з точки зору хімічного складу та фізичних властивостей. Це викликає певні труднощі, як в процесі спалювання, так і емісії компонентів, які є побічними продуктами процесу. Солома – складний вид палива.

**Мета роботи** є аналіз та узагальнення результатів експериментальних досліджень показників роботи теплогенератора для спалювання соломи визначення доцільності впровадження теплогенераторів на соломі КТ-601М у виробництво.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В Україні існує обладнання й демонстраційні проекти з ефективного використання соломи для

теплопостачання. Але, як зазначено в роботі [1], вітчизняних теплогенераторів широкого типорозмірного ряду для спалювання соломи на ринку опалювального обладнання недостатньо. У наукових джерелах експериментальні дослідження енергетичних і екологічних показників котлів для спалювання соломи практично не проводять. У літературі [2] наводять рекомендації щодо теплотехнічних випробувань водогрійних котлів із періодичним спалюванням цілих тюків соломи. Огляд наукових джерел показав також, що у відкритому доступі рекомендацій з проектування теплогенераторів на соломі немає [3].

У світі накопичено достатньо великий досвід використання рослинних відходів сільськогосподарського виробництва, в першу чергу соломи, в енергетичних цілях. Лідером цього сектора біоенергетики є Данія. Технології виробництва енергії з соломи активно розвиваються також в Китаї. Компанія DP CleanTech в період 2006-2012 рр. впровадила в країні 34 електростанції на соломі загальною потужністю 1200 МВт<sub>е</sub> [4-6].

**Опис об'єкта випробувань.** Теплогенератори на соломі КТ-601М (рис.1) призначені для підготовки сушильного агента в зерносушильних установках різних типів, а також для підігрівання повітря в будь-яких інших технологічних процесах. В якості палива використовуються тюки соломи діаметром до 1,8 м. Можуть також використовуватися дрова, тріска, зерновідходи і т.д. [7].

Теплогенератор складається з двох блоків – топкової камери і теплообмінника.

Камера згоряння (рис.2) виконана у формі циліндра, яка футерована вогнетривкою цеглою ША-5, ША-44. З одного боку камера має круглої форми люк для закладання тюків соломи. З іншого боку камери згоряння в нижній частині є отвір який переходить в зольник. Камера зольника виконується при підготовці фундаменту під теплообмінник.



Рис. 1 – Загальний вигляд теплогенератора зібраного у технологічну лінію



Рис. 2 – Загальний вигляд камери згоряння

Теплообмінник являє собою конструкцію трубчастого типу, в якому три пучка вертикальних труб з'єднані між собою. Теплообмінник триходовий, тобто димові гази проходять тричі по трубах перш ніж вийти з теплообмінника.

Перший пучок труб розділений на дві частини – верхню і нижню. Нижня частина виконана з жароміцної нержавіючої сталі марки AISI402, вона має шнек в нижній частині, що полегшує процес чищення теплообмінника і люк в бічній частині для доступу всередину теплообмінника.

Нижня частина першого пучка прикручена болтами, для цього є відповідні фланці. Вона може замінюватися. Так як вона приймає найбільше теплове навантаження, з часом вона прогорить і деформується (близько 5 років в залежності від інтенсивності роботи). Її можна замінити, це істотно подовжує термін служби теплогенератора.

Інша частина теплообмінника виконана в формі цільної зварної конструкції.

У верхній частині теплообмінника є швидкоз'ємні люки для доступу і чищення трубного простору.

Електрообладнання теплогенератора складається з:

1. Вентилятор димосос ВЦ14-46, електродвигун 5,5 кВт /1500 хв<sup>-1</sup>;
2. Вентилятор, що нагнітає ВВД, електродвигун 7,5 кВт / 3000 хв<sup>-1</sup>;
3. Привід шнека теплообмінника – мотор-редуктор ЗМП 40-90-225-G-

110ЦУЗ, електродвигун 2,2 кВт

#### 4. Шафа управління.

Шафа управління (рис.3) забезпечує автоматичну підтримку заданої температури теплоносія на виході з теплообмінника.



Рис. 3 – Шафа управління

**Принцип роботи теплогенератора.** Тюки подаються за допомогою навантажувача. При закладці чергової тюка соломи залишки золи проштовхуються новим пакунком соломи і через отвір випадають в зольник. Таким чином відбувається самоочищення камери горіння.

В топку по повітроводам подається повітря для підтримки процесу горіння. Для цього використовується вентилятор ВВД. Процес горіння регулюється автоматично подачею повітря в камеру горіння. При досягненні заданої температури оберти вентилятора зменшуються, тим самим кількість кисню необхідного для горіння подається менше і процес горіння сповільнюється, при падінні температури – обороти вентилятора збільшуються.

Таблиця 1. – Характеристики теплогенератора на соломі КТ-601М

№ п/п	Показник	Значення показника за даними	
		проекту ТУ	випробувань
1	Номінальна теплопродуктивність при спалюванні соломи, кВт	1500	1500
2	Встановлена потужність, кВт: - вентилятор димотяг - нагнітаючий вентилятор - привод шнека теплообмінника	5,5 7,5 2,2	5,5 7,5 2,2
3	Маса з футеруванням, кг	18000, не більше	18000

Випробування проведені на відповідність вимогам проекту ТУ У 28.21-40272954-001:2017 «Теплогенератор на соломі КТ-601М».

Місце проведення випробувань: ФГ «Поліський колос», с. Ружин, Турійський р-н, Волинська обл. Показники, які характеризують умови проведення випробувань, наведені в табл. 2 [7].

Таблиця 2 – Умови проведення випробувань

№ п/п	Показник	Значення показника за даними		Висновок щодо відповідності
		проекту ТУ	випробувань	
1	Характеристики мікроклімату: – температура повітря, °С – відносна вологість, % – атмосферний тиск, кПа	УХЛ1 ГОСТ 15150	від + 1 до + 6 від 65 до 81 від 97,6 до 100,2	Відповідає

Аналіз показників умов проведення випробувань. Умови проведення випробувань відповідають вимогам нормативної і технічної документації.

Відповідність технічних параметрів теплогенератора на соломі КТ-601М проектним технічним умовам наведені в таблиці 3 [7].

**Енергетична оцінка.** За енергетичними показниками обладнання теплогенератора відповідає вимогам проекту Технічних умов, є надійним та якісним в умовах експлуатації. Електрообладнання підібрано вірно, воно забезпечує стабільний режим роботи, відповідає умовам економічної витрати електроенергії табл. 4 [7].

**Оцінка конструкції машини.** По якості виконання і надійності конструкції, технологічного процесу, підготовки сушильного агента та підігрівання повітря, зручності та простоти обслуговування, технічним параметрам теплогенератор, комплект відповідних механізмів та обладнання не поступається аналогічному обладнанню вітчизняних та зарубіжних фірм.

Конструкція комплексу виконується з уніфікованих, стандартизованих елементів, є такою що легко монтується; відповідно ГОСТ 27.410 теплогенератор відноситься до виробів групи II, вид 1, що відновлюється. Під час проведення випробувань недоліків в конструкції та виконанні теплогенератора не виявлено.

Таблиця 3 – Технічні параметри теплогенератора

№ п/п	Показник	Значення показника згідно з даними		Висновок щодо відповідності
		проекту ТУ	випробувань	
1	Номінальна теплопродуктивність при спалюванні соломи, кВт	1500	1500	Відповідає
2	Витрата палива при номінальній теплопродуктивності, кг/год.	не більше 600	545	Відповідає
3	Температура продуктів згорання на виході з теплообмінника, °С,	не більше 110	105	Відповідає
4	Коефіцієнт корисної дії (ККД), %	не менше 80	81	Відповідає
5	Робоча напруга (частота), В (Гц)	380 (50)	380 (50)	Відповідає
6	Встановлена потужність, кВт: - вентилятор димотяг - нагнітаючий вентилятор - привод шнека теплообмінника	5,5 7,5 2,2	5,5 7,5 2,2	Відповідає
7	Розміри топкової камери, мм: - довжина - внутрішній діаметр - діаметр люку для завантаження тюків соломи	не менше 3500 1900 2220	3505 1910 2225	Відповідає
8	Габаритні розміри теплогенератора, мм: - довжина - ширина - висота	не більше 8500 2350 2900	8490 2340 2890	Відповідає
9	Маса з футеруванням, кг, не більше	18000	18000	Відповідає

Таблиця 4 – Показники енергетичної оцінки

№ п/п	Показник	Значення показника згідно з даними		Відповідність
		проекту ТУ	випробувань	
1	Встановлена потужність, кВт: - вентилятор димотяг - нагнітаючий вентилятор - привод шнека теплообмінника	5,5 7,5 2,2	5,5 7,5 2,2	Відповідає
2	Споживана потужність, кВт	немає даних	14,6	Відповідає умовам експлуатації
3	Коефіцієнт завантаження електродвигунів	немає даних	0,7 < K <sub>3</sub> < 1 K <sub>3</sub> = 0,96	Відповідає

**Аналіз результатів випробувань.** Теплогенератор на соломі КТ-601М був прийнятий на випробування у зібраному в технологічну лінію для сушіння зерна стані у ФГ «Поліський колос», с. Ружин, Турійський р-н, Волинська обл. у грудні 2017 року. Під час первинної технічної експертизи встановлено:

– теплогенератор відповідає вимогам технічної документації, нормативної документації на теплогенератори на твердому паливі;

– теплогенератор не поступається за своїми технічними характеристиками аналогічним виробам інших фірм;

– теплогенератор може використовуватися для підготовки сушильного агенту та підігрівання повітря, згідно своєму призначенню за технічних умов у всіх кліматичних зонах, передбачених технічними умовами на теплогенератор.

Випробування проведені в умовах реальної експлуатації. Умови та режими випробувань відповідали вимогам технічних умов, робочої програми та методики випробувань.

Під час випробувань встановлено, що обладнання задовільно виконує технологічний процес підготовки сушильного агенту та підігрівання повітря.

Конструкція теплогенератора дозволяє додержуватись нормативних вимог до умов підготовки сушильного агенту та підігрівання повітря.

Відмов та несправностей теплогенератора в період експлуатації і випробувань не виявлено. Тому коефіцієнт готовності становить 1, що відповідає вимогам нормативної документації. Прийнятий коефіцієнт готовності – 0,99.

За показниками безпеки праці обладнання відповідає вимогам ССБП. Ергономічність його знаходиться на задовільному рівні.

Заключною технічною експертизою встановлено, теплогенератор на соломі КТ-601М, виробництва ТОВ «Завод агропромислових технологій», знаходиться в працездатному стані, задовільно виконує технологічний процес, має достатній рівень надійності і придатний до подальшої експлуатації.

**Висновки.** В результаті випробувань встановлено, що дослідний зразок теплогенератора на соломі КТ-601М, виробництва ТОВ «Завод агропромислових технологій» виконаний на задовільному технічному рівні, забезпечує виконання технологічного процесу підготовки сушильного агенту та підігрівання повітря, є якісним, має позитивні екологічні і ергономічні показники. За економічними показниками і доступністю обслуговування не поступається виробам інших фірм. Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, рекомендувала теплогенератор КТ-601М до впровадження у виробництво.

## Список використаних джерел

1. Боднар Л.А. Технічні та екологічні показники водогрійних котлів потужністю до 1 МВт для спалювання соломи / Л.А. Боднар, О.В. Дахновська, Р.Е. Бойчук // Науково-технічний збірник "Сучасні технології матеріали і конструкції в будівництві". – 2015. – № 2. – С. 115 – 120.
2. Гелетуша Г. Г. Особливості теплотехнічних випробувань водогрійних котлів з періодичним спалюванням цілих тюків соломи / Г. Г. Гелетуша // Промышленная теплотехника. – 2010. – № 6. – С. 45 – 50.
3. Боднар Л. А. Експериментальні дослідження показників роботи теплогенератора потужністю 1500 кВт на соломі / Л.А. Боднар, Д.В. Степанов, Р.В. Сливко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету [Електронний ресурс] – 2017. – №1. – <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/497/494>.



4. Перспективы использования отходов сельского хозяйства для производства энергии в Украине. Аналитическая Записка БАУ №7 [Электронный ресурс].<http://www.uabio.org/img/files/docs/Position-paper-uabio-7-ru.pdf>.
5. Advanced straw-fired power plant <http://www.dpcleantech.com/biomass-projects/biomass-power-plant-project-case-studies/liaoyuan>.
6. Capacity of China's Straw-fueled Power Plants Reaches 1.2 Mln kw <http://english.cri.cn/3126/2007/06/12/1042@237651.htm>.
7. Протокол державних приймальних випробувань теплогенератора на соломі КТ-601М Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого № 05-41-2017.

## **Аннотация**

### **АНАЛИЗ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА НА СОЛОМЕ КТ-601М ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Тетивник Г.А., Козлов Ю.Ю., Шуляк М.Л., Єсіпов А.В.

*В статье приведены результаты государственных приемочных испытаний теплогенератора на соломе КТ-601М проведенных в Харьковском филиале УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого. По результатам испытаний установлено, что теплогенератор на соломе КТ-601М соответствует требованиям проекта Технических условий, нормативной документации по безопасности и эргономичности. По экономическим показателям и доступностью обслуживания теплогенератор не уступает изделиям других фирм и может быть внедрен в производство.*

## **Abstract**

### **ANALYSIS OF TESTS OF THE HEAT GENERATOR ON STRAIN KT-601M OF DOMESTIC PRODUCTION**

G.Tetivnik, Yu.Kozlov, M. Shulyak, A. Esipov

*The article presents the results of state acceptance tests of a heat generator on straw KT-601M conducted in the Kharkov branch of UkrNDIPPT them. L. Pogorelogo. According to the test results, it was established that the heat generator on straw KT-601M complies with the requirements of the draft Technical Specifications, regulatory documentation on safety and ergonomics. In terms of economic indicators and service availability, the heat generator is not inferior to the products of other companies and can be introduced into production.*

## ЩОДО ПИТАННЯ ТОЧНОСТІ СЛІДКУВАННЯ ПРИ АВТОВОДІННІ АГРЕГАТУ З НАВІСНИМ ЗНАРЯДДЯМ

Поляшенко С.О., к.т.н., доц., Єсіпов О.В., к.т.н. доц.,  
Манойло В.М., к.т.н. доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Отримані диференціальні рівняння руху сільськогосподарської машини з робочими органами навісного знаряддя в автоматичному режимі слідування. Визначена і проаналізована похибка слідування агрегатом рядків, яка враховує мінімальні втрати рослин, при вибраному алгоритмі роботи з урахуванням параметрів агрегату.*

**Вступ.** Головний показник якості роботи МТА – величина пошкодження рослин робочими органами. Причинами пошкодження рослин є поперечні зміщення робочих органів, які залежать від стійкості руху ширококолієного агросасобу, яка є результатом впливу багатьох факторів: нерівномірності опору ґрунту, типу рушія і його моменту опору повороту, швидкості руху, діючих сил та ін. Через те, що їх ширина колії в декілька разів перевищує колісну базу, то курсове кутове і поперечне відхилення призводить до суттєвих зміщень робочих органів, особливо крайніх, що впливає на пошкодження рослин у рядку. Також причиною пошкодження рослин є певна розбіжність траєкторії сформованої постійної технологічної колії і робочих органів ширококолієних агросасобів в площині поля.

**Метою досліджень** є побудова математичної моделі поперечних зміщень робочих органів МТА, яка дозволить обґрунтувати деякі його конструктивні і кінематичні параметри, а також величину захисної зони, виходячи за умов відсутності пошкодження рослин.

Для дослідження досить представляти, що агрегат знаходиться в нерухомій системі координат  $XOY$  (рис. 1), де  $A$  і  $B$  - точки перетину задньої і передньої осей трактора з його поздовжньою віссю  $AB$ ;  $S$  - точка перетину осі робочих органів навісного знаряддя з віссю  $SB$ ; відрізок  $PC$  - копіруючий пристрій автомата водіння, може повертатися щодо точки  $C$ . При цьому кінець копіруючого пристрою  $P$  постійно знаходиться на рядку  $y = f(x)$ .

Таким чином, вхідним є кут  $\varphi$ . Тоді завдання автомата водіння агрегату полягає у формуванні кута повороту керованих коліс  $\alpha(t)$  по  $\varphi(t)$  таким чином, щоб відхилення робочих органів від рядка було якомога менше.

Рядок являє собою досить гладку і плавну криву [1]. Наприклад, рядок буряків можна уявити, як суму великих, середніх і малих гармонік [2] виду

$$y = B \cos(Ax + \xi). \quad (1)$$

Малі гармоніки амплітудою до 0,06 м і частотою від  $\frac{2\pi}{12}$  до  $\frac{2\pi}{4}$  згладжуються автоматом. Частота великих і середніх гармонік відповідно від  $\frac{2\pi}{250}$  до  $\frac{2\pi}{100}$  і від  $\frac{2\pi}{30}$  до  $\frac{2\pi}{17}$ , а амплітуда не перевищує відповідно 1,0 і 0,1 м [1]. Реальний рух агрегату вздовж такого рядка носить плавний характер, при цьому кути  $\alpha$ ,  $\varphi$ ,  $\gamma$  є малими величинами [2] і ними можна знехтувати.

Рівняння руху агрегату отримаємо при наступних припущеннях кінематичного характеру:

- для коліс не характерні бічне ковзання і уведення, так що швидкість  $\vec{V}_A$  спрямована по осі агрегату  $AB$ , а швидкість  $\vec{V}_B$  – під кутом  $\alpha$  до цієї осі;
- модуль швидкості точки  $A$  постійний і дорівнює  $V$ .

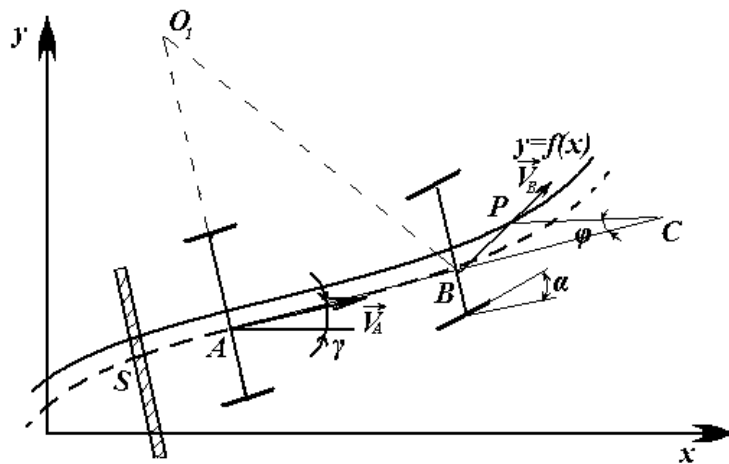


Рис. 1 –Схема руху агрегату з навісним знаряддям

Виходячи зі сказаного можна вважати, що в автоматі водіння реалізований алгоритм виду

$$\alpha = -k\varphi \text{ при } k > 0, \quad (2)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності.

Отримуємо перші два рівняння руху агрегату:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = V, \\ \dot{y}_A = V_\gamma. \end{cases} \quad (3)$$

За визначенням кривизни траєкторії точки  $A$  маємо

$$\frac{d\gamma}{ds} = \frac{1}{R},$$

де  $R$  – радіус кривизни;

$$ds = Vt.$$

Визначаючи  $R$  з трикутника  $AOB$  і підставляючи  $R$  і  $ds$  в останнє рівняння,

отримуємо ще одне рівняння руху

$$\dot{\gamma} = \frac{V}{L_B} \alpha, \quad (4)$$

де  $L_B$  – відстань між точками  $A$  і  $B$ .

Координати необхідних точок  $S$  і  $P$  встановлюються таким чином:

$$x_s = x_A - L_s; \quad y_s = y_A - L_s \gamma; \quad (5)$$

$$x_p = x_A + L; \quad y_p = y_A + L_c \gamma - l \varphi, \quad (6)$$

де  $L_s$  – відстань між точками  $A$  і  $S$ ;

$L_c$  – відстань між точками  $A$  і  $C$ ;

$l$  – довжина відрізка  $PC$ ;

$$L = L_c - l$$

Для зручності подальших досліджень перейдемо від диференціальних рівнянь (3) і (4) до диференціальних рівнянь 2-го порядку

$$\ddot{y}_A = \frac{V^2}{L_B} \alpha.$$

Виразивши  $\varphi$  через координату  $y_A$  і функцію рядка  $f(x)$  з урахуванням алгоритму (2), після інтегрування першого рівняння системи (3) маємо

$$x_p(t) = Vt + L. \quad (7)$$

Так як точка  $P$  знаходиться на рядку, то

$$y_p = f(x_p). \quad (8)$$

Тоді з виразів (6) з урахуванням формули (7) отримуємо

$$\varphi = \frac{1}{l} y_A + \frac{L}{l} \gamma - \frac{1}{l} f(Vt + L).$$

Знаходячи з рівняння (3)

$$\gamma = \frac{\dot{y}_A}{V}, \quad (9)$$

підставляємо цей вираз в отримане рівняння

$$\varphi = \frac{1}{l} y_A + \frac{L}{Vl} \dot{y}_A - \frac{1}{l} f(Vt + L). \quad (10)$$

З урахуванням формул (2) і (9) отримуємо наступне диференціальне рівняння замкнутої системи:

$$\ddot{y}_A + \frac{VkL}{lL_B} \dot{y}_A + \frac{V^2k}{lL_B} y_A = \frac{V^2k}{lL_B} f(Vt + L). \quad (11)$$

Необхідно оцінити похибку слідкування

$$\delta(t) = y_s(t) - f(x_s(t)). \quad (12)$$

З урахуванням рівнянь (3) і (5)

$$x_s = Vt - L_s. \quad (13)$$

Запишемо  $y_s$  через  $y_A$  та  $\dot{y}_A$ :

$$y_s = y_A - \frac{L_s}{V} \dot{y}_A. \quad (14)$$

Тоді похибка слідкування  $\delta(t)$  з урахуванням останніх формул приймає такий вигляд:

$$\delta(t) = y_A(t) - \frac{L_s}{V} \dot{y}_A - f(Vt + L_s), \quad (15)$$

де  $y_A(t)$  визначається з рівняння (11).

$$y_A(t) = c_1 l^{\lambda_1 t} + c_2 l^{\lambda_2 t} + \tilde{y}_A(t), \quad (16)$$

де  $c_1, c_2$  – довільні сталі;

$\lambda_1, \lambda_2$  – корінь відповідного характеристичного рівняння.

$$\lambda^2 + \frac{VkL}{lL_B} \lambda + \frac{V^2k}{lL_B} = 0. \quad (17)$$

Звідси

$$\lambda_{1,2} = \frac{VkL}{2lL_B} \left( -1 \pm \sqrt{1 - \frac{4lL_B}{kL^2}} \right). \quad (18)$$

Неважко бачити, що коріння  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  речові і негативні. Тому експоненціального виду складові в рішенні рівняння (16) швидко згасають, і при знаходженні похибки слідкування (15) будемо замінювати загальне  $y_A(t)$  на приватне рішення  $\tilde{y}_A(t)$ .

Для оцінки  $\delta(t)$  розширимо клас модельних кривих, використовуючи крім гармоніки (1) параболу

$$y = Ax^2. \quad (19)$$

Тоді диференціальне рівняння (11) приймає наступний вигляд:

$$\ddot{y}_A + \frac{VkL}{lL_B} \dot{y}_A + \frac{V^2k}{lL_B} y_A = \frac{V^2k}{lL_B} A(Vt + L)^2. \quad (20)$$

Приватне рішення такого рівняння:

$$\tilde{y}_A(t) = Mt^2 + Nt + R, \quad (21)$$

де  $M$  і  $N$  – сталі коефіцієнти.  
Після підстановки отримуємо

$$2M + \frac{VkL}{lL_B}(2Mt + N) + \frac{V^2k}{lL_B}(Mt^2 + Nt + R) = \frac{V^2k}{lL_B}A(Vt + L)^2.$$

Прирівнявши коефіцієнти при однакових ступенях  $t$ , виводимо систему з невідомими  $M$ ,  $N$ ,  $R$ :

$$\begin{cases} 2M + \frac{VkL}{lL_B}N + \frac{V^2k}{lL_B}R = \frac{V^2k}{lL_B}AL^2, \\ 2ML + VN = 2AV^2L, \\ M = AV^2. \end{cases} \quad (22)$$

Звідси

$$M = AV^2, \quad N = 0, \quad R = AL^2 - 2A\frac{lL_B}{k}. \quad (23)$$

тоді

$$\delta(t) = AV^2t^2 + AL^2 - 2A\frac{lL_B}{k} - \frac{L_s}{V}2AV^2t - A(Vt - L_s)^2,$$

звідки після нескладних перетворень маємо

$$\delta(t) = A\left(L^2 - L_s^2 - \frac{2lL_B}{k}\right). \quad (24)$$

З отриманого виразу видно, що в разі

$$k = \frac{2lL_B}{L^2 - L_s^2}, \quad (25)$$

похибка слідкування за формулою (19) дорівнює нулю.

Тепер використовуємо в якості відслідковуємої кривої гармоніки (1).  
Диференціальне рівняння (11) приймає вигляд

$$\ddot{y}_A + \frac{VkL}{lL_B}\dot{y}_A + \frac{V^2k}{lL_B}y_A = \frac{V^2k}{lL_B}\cos(AVt + AL + \xi). \quad (26)$$

Приватне рішення такого рівняння:

$$\tilde{y}_A(t) = N\cos(AVt + AL + \xi) + M\sin(AVt + AL + \xi). \quad (27)$$

Для знаходження коефіцієнтів  $M$  і  $N$  отримаємо співвідношення у вигляді

$$\alpha\cos(AVt + AL + \xi) + b\sin(AVt + AL + \xi) = 0, \quad (28)$$

де

$$\alpha = -NA^2 + M\frac{kL}{lL_B}A + \frac{k}{lL_B}N - \frac{k}{lL_B}B; \quad (29)$$

$$b = -MA^2 - N \frac{kL}{lL_B} A + \frac{k}{lL_B} M. \quad (30)$$

Так як рівняння (28) справедливо при всіх  $t$ , з нього випливає, що,  $\alpha = b = 0$ . Отримуємо систему рівнянь з невідомими  $M, N$ :

$$\begin{cases} N \left( 1 - \frac{A^2 l L_B}{k} \right) + M L A = B, \\ -N L A + M \left( 1 - \frac{A^2 l L_B}{k} \right) = 0. \end{cases} \quad (31)$$

Визначник цієї системи відмінний від нуля:

$$\Delta = \left( 1 - \frac{A^2 l L_B}{k} \right)^2 + L^2 A^2. \quad (32)$$

Тому система має єдине рішення:

$$N = B \frac{1 - A^2 l L_B}{\Delta}, \quad M = B \frac{L A}{\Delta}. \quad (33)$$

Знаходимо похибку слідкування:

$$\begin{aligned} \delta(t) = B & \left[ \left( \frac{1 - A^2 l L_B - L L_s A^2}{k} \right) \frac{1}{\Delta} \cos(AVt + AL + \xi) + \right. \\ & \left. + \left( \frac{A(L + L_s) - A^2 l L_B L_s}{k} \right) \frac{1}{\Delta} \sin(AVt + AL + \xi) - \cos(AVt - AL_s + \xi) \right]. \end{aligned} \quad (34)$$

Уявимо

$$\begin{aligned} \cos(AVt - AL_s + \xi) &= \cos(AVt + AL + \xi) \cos(A(L + L_s)) + \\ &+ \sin(AVt + AL + \xi) \sin(A(L + L_s)). \end{aligned}$$

Після підстановки отримуємо

$$\begin{aligned} \delta(t) = \frac{B}{\Delta} & \left\{ \left[ 1 - \frac{A^2 l L_B}{k} - L L_s A^2 - \Delta \cos(A(L + L_s)) \right] \cos(AVt + AL + \xi) + \right. \\ & \left. + \left[ A \left( L + L_s - \frac{A^2 l L_B L_s}{k} \right) - \Delta \sin(A(L + L_s)) \right] \sin(AVt + AL + \xi) \right\} \end{aligned} \quad (35)$$

Обчислимо наближено вираз в першій квадратній дужки рівняння (35). З урахуванням формули (32)

$$\begin{aligned} 1 - \frac{A l L_B}{k} - L L_s A^2 - \Delta \cos(A(L + L_s)) &= 1 - \frac{A^2 l L_B}{k} - L L_s A^2 - \\ &- \left( 1 + A^2 \left( L^2 - \frac{2 l L_B}{k} \right) + A^4 \left( \frac{l L_B}{k} \right)^2 \right) \left( 1 - \frac{A^2 (L + L_s)^2}{2!} + 0(A^4) \right) \end{aligned}$$

де  $D(A^4)$  – мала величина порядку  $A^4$ .

Після нескладних перетворень одержуємо

$$1 - \frac{A^2 l_B}{k} - LL_s A^2 - \Delta \cos(A(L + L_s)) = A^2 \left[ \frac{l_B}{k} + \frac{L_s^2 - L^2}{2} \right] + 0(A^4). \quad (36)$$

Обчислимо вираз у другій квадратній дужки рівняння (35). З урахуванням формули (32)

$$A \left( L + L_s - \frac{A^2 l_B L_s}{k} \right) - \Delta \sin(A(L + L_s)) = A \left( L + L_s - \frac{A^2 l_B L_s}{k} \right) - \left( 1 + A^2 \left( L^2 - \frac{2l_B}{k} \right) + A^4 \left( \frac{l_B}{k} \right)^2 \right) (A(L + L_s)) - \frac{A^3 (L + L_s)^3}{3!} + 0(A^5).$$

Перетворюючи вираз, одержуємо

$$\begin{aligned} 1 - \frac{A^2 l_B}{k} - LL_s A^2 - \Delta \sin(A(L + L_s)) &= \\ &= A^3 \left[ -\frac{l_B L_s}{k} - (L + L_s) \left( L^2 - \frac{2l_B}{k} \right) + \frac{(L + L_s)^3}{6} \right] + 0(A^5) \end{aligned} \quad (37)$$

Тоді

$$\begin{aligned} \delta(t) &= \frac{BA^2}{\Delta} \left[ \frac{l_B}{k} + \frac{L_s^2 - L^2}{2} + 0(A^2) \right] \cos(AVt + AL + \xi) + \\ &+ A \left[ -\frac{l_B L_s}{k} - (L + L_s) \left( L^2 - \frac{2l_B}{k} \right) + \frac{(L + L_s)^3}{6} + 0(A^2) \right] \cdot \\ &\cdot \sin(AVt + AL + \xi) \end{aligned} \quad (38)$$

Обчислити амплітудне значення похибки  $\delta(t)$

$$\varepsilon = \frac{BA^2}{\Delta} \sqrt{\left[ \frac{l_B}{k} + \frac{L_s^2 - L^2}{2} + 0(A^2) \right]^2 + A^2 \left[ -\frac{l_B L_s}{k} - (L + L_s) \left( L^2 - \frac{2l_B}{k} \right) + \frac{(L + L_s)^3}{6} + 0(A^2) \right]^2} \quad (39)$$

Неважко бачити, що при виборі  $k$  відповідно за формулою (25) похибка стає малою величиною:

$$\varepsilon = \frac{BA^3 (L + L_s)(L - 2L_s)(1 + 0(A^2))}{\Delta}.$$

Відкидаючи малі величини порядку  $A^5$ , з урахуванням формули (32) отримуємо

$$\varepsilon = \frac{BA^3 (L + L_s)^2 (L - 2L_s)}{6}. \quad (40)$$

Припускаючи малий кут  $\gamma$ , можна вважати, що похибка слідкування агрегатом рядків практично така ж, що і похибка слідкування точкою  $S$  кривої  $y = f(x)$ .

Так, помилка слідкування при виборі коефіцієнта  $k$  після закінчення деякого часу не перевищує малої величини  $\varepsilon$ .



## Список використаних джерел

1. Кузьминов В.Г., Лепа А.С., Кашурко А.С. Состояние и перспективы развития автоматизации вождения тракторов и сельскохозяйственных машин. – Киев: УкрНИИНТИ, 1974. – С. 289–355.
2. Давиденко П.П. Влияние задней и передней навесных машин на тягово-сцепные свойства и управляемость свекловодческого трактора. Обоснование параметров их соединения: автореф. дис. . . . канд. техн. наук.- М., 1985.
3. Есипов А.В., Поляшенко С.А. Точность движения МТА при междурядной обработке посевов сахарной свеклы// Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства //Зб. наук. пр. Вип. 15 - Харків, ХДТУСГ. – 2002.
4. Кашурко А.С., Синяков В.А. Точность слежения при автовождении агрегата с навесным орудием / Сб. науч. тр. / УкрНИИСХОМ.-М.; ВИСХОМ, 1988. -93с.
5. Поляшенко С.А., Есипов А.В. Взаимодействие копирующего устройства тракторного агрегата с почвой и усилителем автоматического управления// Тракторная энергетика в растениеводстве // Сб. науч. тр. Вып.6 - Харьков, ХГТУСХ, 2003.
6. Поляшенко С.А., Есипов А.В. Устойчивость движения копирующего устройства машинно-тракторного агрегата с системой автоматического управления//Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства //Зб. наук. пр. Вип. 29 - Харків, ХДТУСГ. – 2004.
7. Поляшенко С.О., Антипенко А.М., Калінін Є.І., Поляшенко В.С. Прямолинійність руху комбінованого сільськогосподарського агрегату // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства //Зб. наук. пр. Вип. 41 - Харків, ХДТУСГ – 2005.

## Аннотация

### К ВОПРОСУ ТОЧНОСТИ СЛЕЖЕНИЯ ПРИ АВТОВОЖДЕНИИ АГРЕГАТА С НАВЕСНЫМ ОРУДИЕМ

Поляшенко С.А., Есипов А.В., Манойло В.М.

*Получены дифференциальные уравнения движения сельскохозяйственной машины с рабочими органами навесного орудия в автоматическом режиме слежения. Определена и проанализирована ошибка слежения агрегатом рядков, которая учитывает минимальные потери растений, при выбранном алгоритме работы с учетом параметра агрегата.*

## Abstract

### ON THE ISSUE OF TRACKING ACCURACY WHEN THE VEHICLE IS DRIVEN BY A UNIT WITH A MOUNTED IMPLEMENT

S. Polyashenko, A. Iesipov, V. Manoylo

*The differential equations of the movement of the agricultural machine with the working bodies of the mounted implement are obtained in the automatic tracking mode. The tracking error by the aggregate of rows was determined and analyzed, which takes into account the minimal loss of plants, with the selected operation algorithm taking into account the parameters of the aggregate.*

## ЕФЕКТИВНЕ СПАЛЮВАННЯ ТВЕРДОЇ БІОМАСИ

Єсіпов О.В., к.т.н., доц., Поляшенко С.О., к.т.н., доц.,  
Манойло В.М., к.т.н., доц., Пікалов А.В., студ.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В статті розглянуто питання ефективного і повного згорання твердої біомаси, що є необхідною умовою використання деревини, як екологічно прийняттого виду палива.*

**Постановка проблеми.** Наразі світова економіка та економіка нашої країни все більше відчуває потребу у збільшенні виробництва різних видів енергії. Подальше збільшення виготовлення різних видів енергії на основі традиційних технологій стикається з обмеженими природними ресурсами та значним негативним впливом на екологію всієї планети. Вирішення цієї проблеми полягає у використанні альтернативних джерел палива та енергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемами оцінки ефективності використання альтернативних джерел палива та енергії займалися провідні науковці, такі як: Є. Бойко, Б. Данилишин, М. Долішній, С. Дорогунцов, М. Жовнір, Є. Крикавський, О. Кузьмін та ін.

Проведені дослідження показали, що кризові явища у паливно-енергетичному комплексі України, зумовлені стрімким зростанням цін на традиційні енергоресурси, негативно впливають на соціально-економічний розвиток регіонів, рівень життя населення та національну безпеку. Як відомо, на Землі існує багато джерел енергії, але більшість з них вже вичерпується. У той же час потреба у них збільшується — до 2025 року потреба у паливі буде у 3,5 рази більша, ніж у теперішній час, а ціна на них росте.

Енергетичні стратегії країн Євросоюзу передбачають два ключові моменти: економію енергії та збільшення частки відновлювальних джерел енергії в паливно-енергетичному комплексі (до 20 %). В Україні спостерігається протилежна тенденція: споживання енергоносіїв до 2030 р. збільшиться на 51 %, а частка «зеленої» енергетики становитиме 4 %.

Серед альтернативних джерел енергії виокремлюються чотири основні — це енергії вітру, води, біомаси та сонця.

В Україні існує достатня сировинна база для видобутку альтернативного виду палива, такого як деревна біомаса. Так, наприклад, загальні річні обсяги відновлювальних ресурсів біомаси складають 115,5 млн. т. Можливий енергетичний потенціал обсягу біомаси складає 22,0 млн. т у. п. (умовного палива), з яких технічно доступний енергопотенціал оцінюється у 13,2 млн. т у. п. на рік.

Найбільш поширеними і надійними способами отримання енергії є технологія спалювання її у котлах, вибір якої залежить від палива, яке

використовується. Біомаса володіє певними особливостями, які відрізняють її від традиційних енергоресурсів. Крім того, деякі з характеристик твердого біопалива, такі як щільність, розміри часток, вологість, за допомогою подрібнення та ущільнення можуть бути змінені. Тому в процесі експлуатації теплогенераторів з метою підвищення енергоефективності горіння твердого біопалива потрібно враховувати вказані характеристики.

У наукових працях вітчизняних і закордонних авторів [1, 2, 4] розкриті питання, пов'язані з принципом роботи теплогенераторів, обґрунтовано процес горіння палива, приділено значну увагу різним видам сировини, проте питання утворення енергоефективної паливної суміші авторами висвітлено недостатньо.

**Мета досліджень** – пошук чинників, що впливають на ефективне спалювання твердої біомаси з метою підвищення ККД теплогенераторів.

**Виклад основного матеріалу.** Ефективне і повне згорання є необхідною умовою використання деревини як екологічно прийняттого виду палива. Процес згорання повинен забезпечувати високий ступінь використання енергії і, отже, повне знищення деревини, і не повинен викликати утворення небажаних в екологічному відношенні з'єднань.

Важливою паливно-технологічною характеристикою біомаси є її теплотворна здатність, яка залежить від виду енергетичних рослин, впливу навколишнього середовища, умов зберігання, вологості тощо [3]. Основними технологіями термічної переробки твердого біопалива (рослинної біомаси та деревини) є їх пряме спалювання, газифікація і піроліз.

Горіння деревної тирси протікає в гетерогенному режимі. Процес горіння складається з наступних стадій: 1) підсушування палива і нагрівання до температури початку виходу летких речовин; 2) займання летючих речовин і їх вигорання; 3) нагрівання коксу до займання; 4) вигорання горючих речовин з коксу. На практиці ці стадії частково накладаються одна на іншу [5].

Специфічні особливості процесів горіння деревини пов'язані з її вологістю, яка створює проблеми при спробі досягнення високої ефективності спалювання. Приблизно половина маси свіжозрубаного дерева складається з води. Друга половина являє собою суху деревну речовину, що містить 84-88% летких речовин, 11,4-15,6% твердого вуглецю і 0,4-0,6% золи [6].

Процес горіння палива – це сукупність хімічних реакцій окислення його горючих елементів, що супроводжується значним виділенням тепла і світла. Для підтримки процесу горіння потрібен окислювач – кисень. Швидкість хімічної реакції зростає зі збільшенням температури. Тому у топках теплогенераторів забезпечують безперервну подачу повітря у достатній кількості для спалювання біомаси і підтримки високої температури. При повномуокисленні продукти, що утворилися не можуть більше з'єднуватися з окислювачем і виділяють теплоту. Продуктами повного окислення горючих елементів являються оксиди вуглеводню ( $\text{CO}_2$ , водню ( $\text{H}_2\text{O}$ ) і сірки ( $\text{SO}_2$  і в меншій мірі  $\text{SO}_3$ ). Реакціями повного окислення горючих елементів є:





Причинами неповного згорання палива можуть бути такі: не всі горючі елементи окисляються, при окисленні горючих елементів утворюються продукти, які б могли брати участь в процесі горіння. При неповному окисленні горючих елементів можуть утворитися з'єднання, наприкладі реакції (4):



Неповне окислення горючих елементів пов'язано з недостатньою подачею окислювача, невідповідній подачі палива і повітря по часу, недостатньому змішуванні палива і повітря. Найбільша кількість теплоти виділяється при повному окисленні горючих елементів.

Витрати палива на горіння визначають по повному згоранню палива в топці котла. Мінімальна кількість повітря  $V_O$ , достатнього для повного згорання одиниці маси палива, називають теоретично необхідною кількістю повітря. Величина  $V_O$  і кількісне співвідношення між масами або об'ємами взаємо реагуючих речовин визначають за реакціями (1) – (3) окислення горючих елементів [1].

Для реакції (1) на 1 кмоль (12,01 кг) вуглецю використовується 1 кмоль кисню, який має при нормальних умовах (температура 20 °С і тиску 0,1 МПа) об'єм 22,4 м<sup>3</sup>, або на 1 кг вуглецю необхідно використати 22,4 : 12,01 = 1,866 м<sup>3</sup> кисню. При цьому утворюється 1,866 м<sup>3</sup> СО<sub>2</sub>. На кількість вуглецю С/100 кг в 1 кг палива використовується  $V_{O_2}^c = 1,866 \text{ С}/100 \text{ м}^3$  кисню і утвориться 1,866 С/100 м<sup>3</sup> СО<sub>2</sub>. Аналогічним чином можуть бути розраховані відповідно за рівняннями (2) і (3). Розхід кисню на спалювання водню і сірки і, відповідно, утворених оксидів при спалюванні одиниці маси палива будуть наступними (м<sup>3</sup>/кг):

$$V_{O_2}^H = 5.55 \frac{H}{100} \quad (5)$$

$$V_{O_2}^S = 0.7 \frac{S}{100} = 0.375 \cdot 1.866 \frac{S}{100} \quad (6)$$

$$V_{H_2O}^H = 11.1 \frac{H}{100} \quad (7)$$

$$V_{SO_2}^S = 0.7 \frac{S}{100} \quad (8)$$

Зі співвідношень (5) – (8) з врахуванням об'ємного вмісту кисню у повітрі (21%) і паливі  $O/(100 \rho_{O_2})$ , отримуємо кількість повітря, теоретично необхідного для повного окислення горючих елементів,

$$V^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0} \cdot 21 = 0.0476 \left[ 1.866 (C + 0.375S) + 0.265H - \frac{O}{\rho_{O_2}} \right] \quad (9)$$

або

$$V^0 = 0.0889 (C + 0.375S) + 0.265H - 0.0333O \quad (10)$$

де С, S, H і O – масові частки (%) горючих елементів і кисню у даному паливі. Переважно  $V^0$  розраховують для робочої маси палива. Для запобігання неповного згорання палива у топку подають кількість повітря  $V_{II}$  більше теоретично необхідного [2].

При проектуванні котлів і аналізі їх роботи користуються коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$ , який дорівнює відношенню фактично поданого кількості повітря до теоретично необхідного,

$$\alpha = V_{II} / V^0 \quad (11)$$

Для покращення умов перебігу процесу згорання і зниження емісії частинок у продуктах згорання витрата повітряного дуття регулюється, поступово змінюючись від верхніх до нижніх секцій котла. Для забезпечення старанного перемішування продуктів згорання повітря повинно подаватися в напрямі, протилежному виходу димових газів із топки котла.

Втрати теплоти у процесі спалювання біомаси визначаються шляхом газового аналізу складу димових газів сучасними приладами [1]. Результатами аналізу є температура димових газів, вміст  $CO_2$ ,  $O_2$  і  $CO$ , на основі яких може бути визначена основна частина втрат. Втрати теплоти визначаються температурою відпрацьованих газів і коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$ , який визначається зі співвідношення між дійсною кількістю повітря, поданого у топку, і кількістю повітря, теоретично необхідною для повного згорання [4]:

$$\alpha = CO_{2,max} / CO_{2,вим} \quad (12)$$

де  $CO_{2,max}$  – максимально можливий вміст вуглекислого газу для певного виду палива.

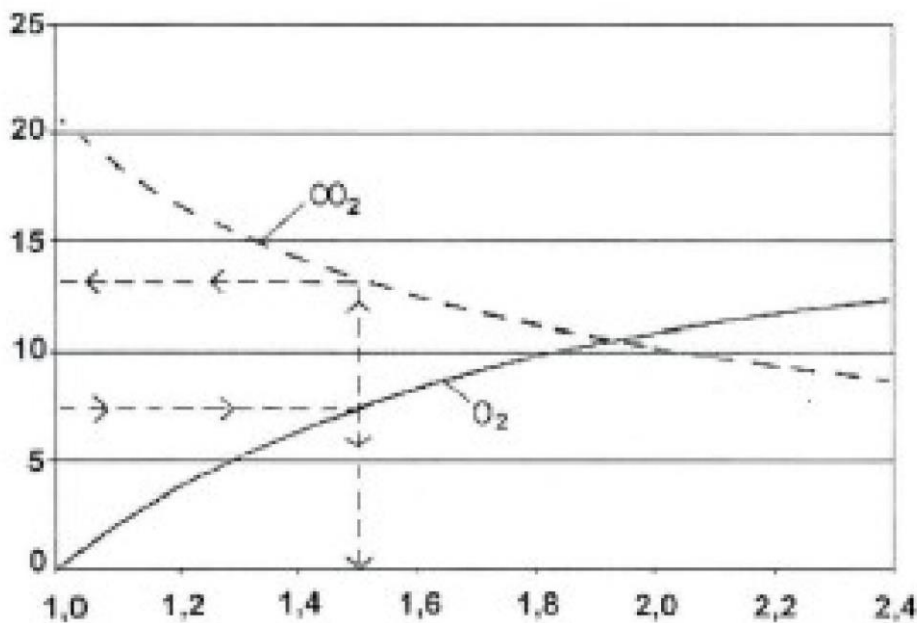
Сучасні газоаналізатори не виміряють безпосередньо вміст вуглекислого газу, а визначають його за вмістом кисню з рівняння:

$$CO_{2,вим} = CO_{2,max} \cdot (1 - O_2/20.94) \quad (13)$$

Оптимальне значення коефіцієнта надлишку кисню завжди повинен бути  $\alpha > 1$  і залежить від технології спалювання і виду палива. Для повного спалювання деревини складно забезпечити рівномірний розподіл повітря по всій зоні горіння, тому коефіцієнт надлишку повітря наближається до  $\alpha = 1,4$ .

Для ефективного протікання процесу горіння деревини значення коефіцієнта  $\alpha$  повинні лежати в межах 1,4-1,6 (рис. 1). Тоді у димових газах буде біля 7,5%  $O_2$  і 13%  $CO_2$ .

З рисунка 1 видно, що оптимальні значення коефіцієнта надлишку повітря знаходяться в межах 1,5 – 2,0. Максимальне значення  $\alpha = 2,0$  можливе у разі спалювання полін, середні значення (1,4 – 1,6) бажані для колотої деревини, а найнижчі (1,2 – 1,3) – для тирси, брикетів, гранул [1]. Тому з метою ефективного спалювання біомаси необхідно регулювати подачу повітря у камеру згорання [2].



Коефіцієнт надлишку повітря,  $\alpha$

Рис. 1 – Рациональний коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  для ефективного спалювання біомаси

Забезпечити оптимальні співвідношення паливо-повітря можливо шляхом застосування автоматичного регулювання процесу горіння в топці, яке здійснюється за рахунок регульованої подачі палива і повітря. Вхідним регулюючим впливом служить подача повітря в топку, а вихідною регульованою величиною – зміст кисню в димових газах.

Розглянута проблема вирішується тим, що ефективність спалювання забезпечується за рахунок інтелектуальної системи дозування повітря в камеру згорання атмосферного котла на основі аналізу відсоткового складу O<sub>2</sub> в димових газах.

Інша проблема, що виникає при спалюванні деревної біомаси, пов'язана з великою кількістю золи (також шлаків).

Плавлення золи залежить від її мінерального складу, і навіть невеликі відмінності в складі можуть істотно змінювати плавкісні характеристики. По складу палива і золи практично неможливо достовірно передбачити плавкість золи.

Для визначення плавкісних характеристик золи існує ряд стандартів: ASTM D тисячі вісімсот п'ятьдесят сім, ISO 540 і DIN 51730.

Вологість свіжоспиляної деревини становить близько 50%, а такої, що провела тривалий час на відкритому повітрі 13-17% (сухі дрова). Вологість пелет складає 5-7%. Хоча пелети досить активно вбирають вологість з навколишнього повітря.

Щільність деревинної речовини однакова для всіх сортів деревини і становить 1,53 г/см<sup>3</sup>. Не плутати з щільністю деревини, вона коливається від 455 кг/м<sup>3</sup> (верба) до 800 кг/м<sup>3</sup> (граб, акація). Щільність пелет однозначно більша 1 г/см<sup>3</sup> (все залежить від виробника, вірніше від стиснення на прес

грануляторі), тому пелети тонуть у воді.

Паливні гранули — екологічно чисте паливо із вмістом золи не більш 3%. При спалюванні гранул в атмосферу викидається рівно стільки CO<sub>2</sub>, скільки було поглинено рослиною під час зростання.

В лабораторних умовах була визначена динаміка зміни температури при горінні деревних гранул на приладі ОТМ по ГОСТ 12.1.044-89, починаючи від 200 °С до максимального значення, а потім назад до 200°С[9].

Для дослідів були підготовлені проби деревних гранул з відносною вологістю 12%. Відібраний матеріал поміщали в мішечки з скло тканини масою 4,1 г, зшиті металічними скріпками, маса випробовуваних зразків по 50 г. Зважування проводили на лабораторних вагах з похибкою вимірювання ±0,1г.

Перед випробуванням внутрішню поверхню реакційної камери приладу ОТМ покрили двома шарами алюмінієвої фольги, товщиною не більше 0,2 мм, яку в міру прогорання або забруднення продуктами горіння замінювали на нову.

Задана температура (200 ± 5°С) газоподібних продуктів горіння в реакційній камері підтримується газовим пальником протягом трьох хвилин.

Зразок закріплювали в тримачі вертикально металевим дротом, вводили за 3-5 с в реакційну камеру, і відчували до досягнення максимальної температури відведених газоподібних продуктів, реєструючи час її досягнення. Попередніми випробуваннями були визначені зразкові межі максимуму температури. Під час основних випробувань досягається максимум визначали витримкою протягом 15-30 с. Тому тривалість випробування на етапі зростання температури від 200 °С визначалася часом досягнення інтуїтивного (на основі минулого досвіду попередніх випробувань) очікуваного максимуму, а потім пальник вимикали. Для реєстрації температури використовували прилад КСП-4 з діапазоном від 0 до 600 ° С, а для відліку часу - секундомір. Відліки проводили через кожні 50 °С при зростанні температури від 200 °С до максимального значення, далі при зниженні температури до 200 °С. Зразок витримували в камері до повного остигання 20 °С, витягували і зважували, визначаючи зольний залишок.

**Результати та їх обговорення.** Дані таблиці піддавали статистичній обробці в програмному середовищі CurveExpert1.3 для отримання стійких закономірностей [7].

Спалювання зразка з деревними гранулами № 1 представлено на рис. 2, залишки – рис. 3.

Модель динаміки температури горіння деревних гранул № 1 у часі з використанням стійкого закону має вигляд

$$T = 254,84033 \exp(-1,57499t^{1,64785}) + 9,55228t^{16,98817} \exp(-0,0076768t^{1,30188})$$

Маса отриманої золи становить 0,3 г або 0,65% первинної маси зразка. Спалювання зразка з деревними гранулами № 2 представлено на рис. 4.

Таблиця 1 – Результати вимірювань температури горіння в часі

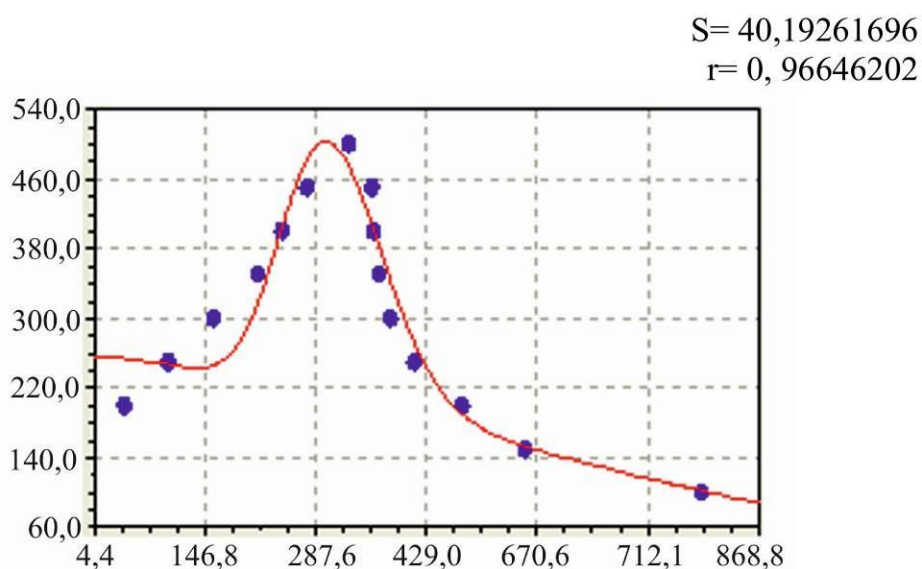
Деревні гранули № 1 (береза)		Деревні гранули № 2 (сосна)	
Час, с	Температура, °С	Час, с	Температура, °С
44	200	37	200
100	250	55	250
157	300	70	300
215	350	92	350
245	400	167	400
276	450	300	450
330	500	325	350
360	450	342	300
363	400	385	250
370	350	465	200
385	300	-	-
415	250	-	-
475	200	-	-

Модель динаміки температури горіння деревних гранул № 2 у часі з використанням стійкого закону має вигляд.

$$T = 162,19912 \exp(-0,0011609t^{1,000002}) + 0,18307t^{1,61242} \exp(-0,00056954t^{1,42414})$$

Процес горіння деревних гранул в 1,3-1,4 рази довше за часом, ніж горіння деревної тріски або тирси. Це пов'язано з високою питомою щільністю гранул 1300-1400 кг/м<sup>3</sup>, в порівнянні з щільністю тріски або тирси [8].

На рис. 6 представлені графіки, які показують динаміку температури горіння випробовуваних зразків.



S – сума квадратів відхилень  
r – коефіцієнт кореляції

Рис. 2 – Зміна температури горіння деревних гранул № 1



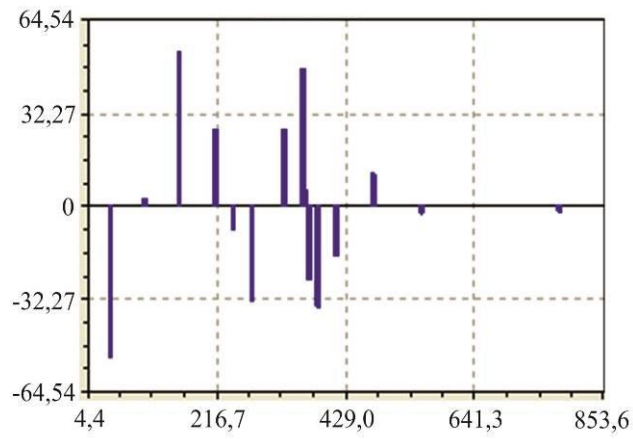


Рис. 3 – Моделювання даних температури горіння залишків деревних гранул

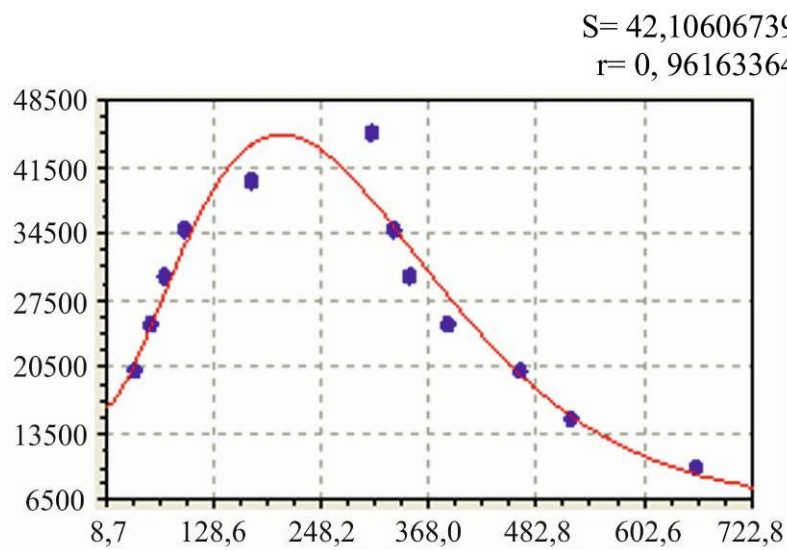


Рис. 4 – Зміна температури горіння деревних гранул № 2

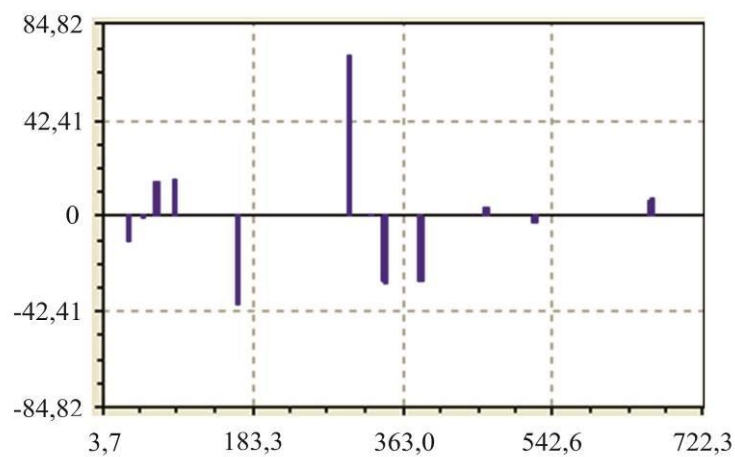


Рис. 5 – Моделювання даних горіння залишків деревних гранул № 2

Максимальна температура відхідних газоподібних продуктів горіння першого зразка становить 500 °С, а другого 450 °С.

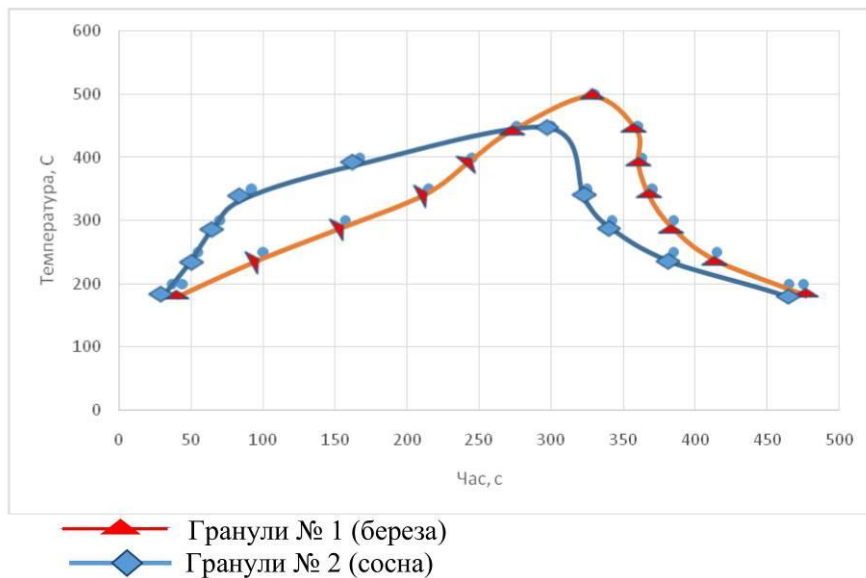


Рис. 6 – Зміна температури горіння деревних гранул № 1 і № 2

**Висновки.** Проведені дослідження свідчать, що у процесі конструювання котлів для спалювання твердої біомаси необхідно враховувати її основні фізико-хімічні характеристики. Процес спалювання твердої біомаси також потребує регулювання подачі повітря, відповідно до вологості та фізико-хімічних властивостей сировини, тобто врахування значення коефіцієнта надлишку повітря. Оптимальне значення коефіцієнта надлишку кисню завжди повинен бути  $\alpha > 1$  і залежить від технології спалювання і виду палива. Ефективність процесу горіння палива забезпечує економічність роботи котла і сприяє захисту навколишнього середовища від забруднення.

Таким чином, процес горіння залежить від різних характеристик палива, в основному, від складу палива, вологості, вмісту летких компонентів, вугілля, щільності, пористості, розмірів часток і площі активної поверхні.

Різні види паливної біомаси в значній мірі відрізняються по щільності паливного матеріалу; також є значні відмінності між твердими і м'якими породами дерев. Деревина твердих порід, наприклад берези, має більш високу щільність, що впливає на значення відношення об'єму камери до споживаної енергії і характеристик горіння палива.

Підвищення вологості деревних відходів призводить до зменшення теплоти згорання палива, збільшення обсягу продуктів згорання, до зниження температури горіння і впливає на вибір технології спалювання.

Для забезпечення оптимального процесу горіння з мінімальними викидами від неповного згорання палива необхідно забезпечити підтримку високої температури горіння, достатньо тривалого часу перебування і оптимального змішування паливних газів з повітрям.

## Список використаних джерел

1. Двойнишников В.А. Конструкция и расчет котлов и котельных установок: Учебник для техникумов по специальности «Котлостроение» /

- В.А. Двойнишников, Л.В. Деев, М.А. Изюмов. – М. : Машиностроение, 1999. – 264 с.
2. Дубровін В.О. Біопалива (технології, машини і обладнання) / В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Масло та ін. – К. : ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. – 256 с.
  3. Кузнецова А. Використання соломи в Україні – можливості та перспективи. Інститут економічних досліджень та політичних консультацій /А. Кузнецова. – Київ – [Електронний ресурс] Режим доступу: [http://www.ier.com.ua/files/publications/Policy\\_papers/Agriculture\\_dialogue/2010/A\\_gPP\\_31\\_ukr.pdf](http://www.ier.com.ua/files/publications/Policy_papers/Agriculture_dialogue/2010/A_gPP_31_ukr.pdf)
  4. Справочник потребителя биотоплива [под. ред. Виллу Вареса]: Таллиннский технический университет / Виллу Варес, ЮлоКаск, ПеэтерМуйсте, Тыну Пиху, СулевСоосаар. – Таллинн, 2005. – 184 с.
  5. Скрябин В.И. Теплотехника. – М.:ВНТИЦ,2002.- №50200200706
  6. Джон Вос. Использование энергии биомассы для отопления и горячего водоснабжения в республике Беларусь. Методические рекомендации по применению передовой практики. Часть А: Сжигание биомассы [Електронний ресурс]/Джон Вос. – Режим доступа: <http://www.bioenergy.by/practa.htm>. Свободно
  7. Мазуркин П.М. Математическое моделирование. Идентификация однофакторных статистических закономерностей: Учебное пособие/ П.М. Мазуркин, А.С. Филонов. – Йошкар-Ола: МарГТУ,2006. – 292 с.
  8. Головков. С.И. Энергетическое использование древесных отходов/С.И. Головков, И.Ф. Коперин, В.И. Найденов. – М.: Лесная промышленность. 1987. - 224с.
  9. ГОСТ 12.1.044-89. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 52 с.

## **Аннотация**

### **ЭФФЕКТИВНОЕ СЖИГАНИЕ ТВЕРДОЙ БИОМАССЫ**

Есипов А.В., Поляшенко С.А., Манойло В.М., Пикалов А.В.

*В статье рассмотрены вопросы эффективного и полного сгорания твердой биомассы, что есть необходимым условием использования древесины, как экологически приемлемого вида топлива.*

## **Abstract**

### **EFFECTIVE COALING OF SOLID BIOMASS**

A. Iesipov, S. Polyashenko, V. Manoylo, A. Pikalov

*The article deals with the issues of efficient and complete combustion of solid biomass, which is a necessary condition for the use of wood as an environmentally acceptable type of fuel.*

## ХАРАКТЕРИСТИКА РОЗВ'ЯЗАННЯ НЕФОРМАЛІЗОВАНИХ ЗАДАЧ СТОСОВНО ДО ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБІВ

**Бажинова Т.О., к.т.н.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Берус С.В., асп.**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

*Розглянуто моделі рішень неформалізованих задач на основі алгоритмізації синтезу керуючих впливів в реальному масштабі часу для інтелектуальних інформаційно-керуючих систем транспортних машин. Розглянуто методологію побудови інтелектуальних інформаційних систем*

**Аналіз питання і завдання дослідження.** Інтелектуальні системи використовуються при знаходженні шляхи вирішення завдань, в яких більшою мірою застосовується не обчислювальна, а логічна обробка інформації, відповідної отриманим знанням від експертів. Причому ці знання зазвичай слабо-формалізовані. Відмінною особливістю інформаційних інтелектуальних систем служить наявність знань, що адекватно описують досліджувану предметну область конкретного завдання. Основні складності розробки інформаційних інтелектуальних систем складаються в повноцінному поданні знань і їх обробці. Якщо основу інформаційної системи становить модель предметної області з відповідною базою знань, яка представлена за допомогою спеціалізованої мови або об'єктно-орієнтованого підходу, то такі системи відносяться до інтелектуальних.

Інформаційні інтелектуальні системи оперують даними і знаннями. Дані - це фактична інформація про об'єкти, процеси, явища предметної області, і їх властивості. Знання - це сукупність даних, структура їх взаємозв'язків і способи обробки даних. Знання є більш складну категорію інформації в порівнянні з даними, їх зазвичай називають структурованими даними.

В області штучного інтелекту, призводять і інші визначення знань. "Знання - це закономірності предметної області (принципи, зв'язки, закони), отримані в результаті практичної діяльності професійного досвіду, що дозволяють фахівцям ставити і вирішувати завдання в цій галузі". "Знання - це добре структуровані дані або дані про дані, або метадані". "Знання - формалізована інформація, на яку посилаються або використовують в процесі логічного висновку".

Знання, як і дані, діляться на декларативні і процедурні. Знання є декларативними, якщо в них містяться описи різних фактів і явищ, їх зв'язків і закономірностей. Знання є процедурними, коли вони описують послідовності дій, які застосовуються при обробці інформації про деякі факти та явища, і необхідних для досягнення поставлених цілей.

Щоб інформаційна інтелектуальна система могла оперувати знаннями, її слід представити в заданій формі. Є дві основні форми подання знань в інформаційних інтелектуальних системах. Перша передбачає розміщення знань в комп'ютерних програмах, створених з використанням традиційних мов програмування без об'єктно-орієнтованого підходу. У цьому випадку знання не є окремою категорією, тому що створювана система являє собою єдиний код програми. Ця форма, незважаючи на рішення поставленого завдання, має ряд істотних недоліків. По-перше, в цьому випадку важко відокремити знання від процесу вирішення завдань, що призводить до майже нерозв'язним складнощів поповнення бази знань. По-друге, постійно потрібна модифікація програми, яка в цьому випадку є досить складним процесом.

При другій формі подання знань основою є застосування концепції баз даних (БД), при якій знання виділяються в окрему категорію, тобто представляються в певному виді і розміщуються в базі знань (БЗ). Одна з переваг цієї форми полягає в тому, що база знань може поповнюватися і легко модифікуватися, тому що вона являє собою досить автономну частину інформаційної інтелектуальної системи. У той же час слід враховувати, що машина логічного висновку і набір засобів ведення діалогу володіють своїми закономірними особливостями, накладають відповідні обмеження на структуру БЗ і набір операцій з нею.

У різних предметних областях застосовуються свої моделі подання знань. Найбільш популярними серед них є мережеві, продукційні, фреймові, логічні моделі. Останні застосовуються в системі числення предикатів першого порядку. Логічні моделі характеризуються одиничністю теоретичного уявлення і можливістю реалізації формальних визначень, закономірностей, висновків. Тому безліч досліджень присвячено застосуванню саме логічних моделей.

Логічна модель задається наступним впорядкованим кортежем множин

$$M = \langle T, P, A, B \rangle, \quad (1)$$

- де  $T$  – безліч базових елементів моделі, що мають різну природу;  
 $P$  – сукупність синтаксичних правил, за допомогою яких з елементів  $T$  можуть бути утворені синтаксично правильні підмножини;  
 $A$  – фіксована підмножина в множині синтаксично правильних підмножин, елементи якого називають аксіомами;  
 $B$  – множина правил виведення.

Якщо до елементів безлічі аксіом  $A$  застосувати правила виведення з безлічі  $B$ , то вийдуть нові синтаксично правильні підмножини, до яких знову можна застосовувати правила виведення - так формується безліч виведених підмножин даної логічної системи. Можна вважати, що безліч аксіом  $A$  складають всі введені в базу знань ззовні інформаційні одиниці. За допомогою правил виведення з цих аксіом виробляються нові знання. Таким чином, формальні логічні системи є генераторами нових знань, що виводяться в початкових системах знань, що дозволяє ефективно їх використовувати в БЗ інформаційних інтелектуальних систем. Ця модель робить компактною базу знань, тому що досить зберігати лише знання, що входять в безліч аксіом  $A$ , всі інші знання виходять з використанням правил виведення.

Для мережевих моделей застосовують конструкцію так званої семантичної мережі. Ці моделі задають таким кортежем

$$H = \langle I, C_1, C_2, \dots, C_n, \Gamma \rangle, \quad (2)$$

де  $I$  – деякий безліч одиниць інформації;  
 $C_1, C_2, \dots, C_n$  – множини різних типів зв'язків між елементами із  $I$ ;  
 $\Gamma$  – відображення, що відбиває вид залежностей між одиницями інформації безлічі  $I$ .

Типи зв'язків мережевий моделі дозволяють виділити так звані сценарії, функціональні мережі і класифікують мережі. Останні засновані на відносинах структуризації. Класифікують мережі дають можливість вводити в бази знань деяку ієрархію відносин її інформаційних одиниць. В основі функціональних мереж лежать задані функціональні відносини. Ці мережі є "обчислювальними моделями", що дають можливість задавати одні обчислювальні процедури через інші.

Окремим випадком мережевої моделі є семантична мережа, що включає зв'язки різних типів. Семантична мережа може включати пов'язані між собою об'єкти та їх властивості, операції над ними, події, що відбуваються та ін. Пошук шляхи вирішення в базі знань семантичної мережі полягає в знаходженні фрагмента мережі, відповідного до поставленої мети. Перевага мережевої моделі полягає в тому, що вона відображає сучасні уявлення про структуру людської пам'яті, а її недоліком є складність пошуку шляху вирішення в базі знань

Продукційні моделі включають ряд елементів як логічних, так і мережевих моделей. У методиці створення логічних моделей був узятий метод побудови правил виведення, званих продукціям в цій моделі. У методиці створення мережевих моделей узятий метод подання знань семантичної мережею. Застосування продукційних правил до семантичної мережі дає певну її трансформацію, при якій змінюються деякі її фрагменти, додаються нові (відбувається нарощування мережі), виключаються непотрібні фрагменти (відбувається секвестрування мережі). В продукційних моделях, таким чином, процедурна інформація виділена, і для її опису використовуються інші способи, а не просто уявлення даних. В продукційних моделях відбувається висновок, заснований на знаннях. Ці моделі подання знань стають удосконаленням логічних моделей (використовують логічний висновок), за рахунок більш ефективного їх опису та генерації нових знань. В них продукцію описують наступним чином

$$(i); Q; P; A \Rightarrow B; N, \quad (3)$$

де  $(i)$  – ім'я продукції, що виділяє її з безлічі продукцій;  
 $Q$  – область використання продукції;  
 $P$  – умова, при якому продукція можлива;  
 $A \Rightarrow B$  – ядро (основний елемент) продукції;  
 $N$  – заходів, яких треба виконати після виконання продукції.

Фреймова модель представлення знань була описана М.Минская в 70 ті роки ХХ століття, в ній абстрактні образи або події називають фреймами. В інших роботах під фреймами розуміють формалізовані моделі для відображення образів. Фрейм може бути заданий наступною структурою

<framename>:

[<part1>] (<slotname1>: <slotvalue1>);

[<part2>] (<slotname2>: <slotvalue2>);

-----

[<part N>] (<slotname N>: <slotvalue N>). (4)

Структурними одиницями, складовими фрейм, виступають слоти, які зазвичай представляють у вигляді

<slotname>: {(A<sub>i</sub>, v<sub>i</sub>)}, {r<sub>i</sub>}, (5)

де A<sub>i</sub> – ім'я ознаки;  
v<sub>i</sub> – його значення;  
r<sub>i</sub> – зв'язок даного слота з іншими.

Як значення слота можуть виступати числа, символи, математичні формули, звичайні тексти і тексти програм, продукційні правила, посилання на інші слоти, що належать як даного фрейму, так і іншим фреймам, набір слотів більш низького рівня (ієрархічна реалізація) і т.д.

Основна перевага фреймової моделі знань полягає в здатності відображати структуру людської пам'яті. Реалізувати фреймової модель можливо за допомогою принципів об'єктно-орієнтованого програмування, використовуючи наступні відповідності термінів: фрейм є клас, слот - метод, дані - властивості методу.

Намагаючись формалізувати людські знання, вчені натрапили на труднощі застосування стандартних математичних методів і логічного апарату їх подання. Також, при вирішенні інформаційними інтелектуальними системами задач зазвичай доводиться працювати в умовах невизначеності, тобто мати справу з нечіткими знаннями, які не мають точної інтерпретації в термінах істина-брехня. У 70-х роках ХХ століття американський математик Л. Заде для подання нечітких знань і оперування з ними запропонував використовувати нечітку (fuzzy) алгебру і нечітку логіку. Л. Заде ввів поняття лінгвістичної змінної в якості одного з основних понять нечіткої логіки, визначивши її як змінну, значення якої визначається термом (набором) словесних (вербальних) характеристик і функцій приналежності термів деяким властивостям.

В області створення баз знань інформаційних інтелектуальних систем зараз вже є значний прогрес, достатня кількість теоретичних розробок, широкий спектр методів і технологій, підтримуваних відповідними програмними комплексами. У той же час, подальший розвиток теорії інформаційних інтелектуальних систем, створення нових методів і технологій роботи зі знаннями залишаються як і раніше актуальними проблемами.

Мета роботи спрямована на мінімізацію енерго- і ресурсоспоживання, на основі розробки методології алгоритмізації синтезу керуючих впливів в реальному масштабі часу для інтелектуальних інформаційно-керуючих систем транспортних машин.

**Висновки.** Розроблено методологію побудови ПУС, інваріантної різним гібридним і електромобілів, що складається, зокрема, у виконанні етапів: аналіз предметної області, постановка задачі, моделювання, аналіз і синтез задач управління, алгоритмізація, вперше введена алгоритмізація синтезу вирішення завдань управління, побудова альтернативних архітектур, програмна і апаратна реалізація і заснована на застосуванні нової технології алгоритмізація синтезу, яка дозволяє оперативно вирішувати завдання управління режимами гібридних і елетромобілей за якісними і енергетичним критеріям.

### **Список використаних джерел**

1. Андрейчиков, А.В. Интеллектуальные информационные системы:учеб. / А.В. Андрейчиков, О.Н. Андрейчикова. – М.: Финансы и статистика, 2004.– 424 с.
2. Гаврилова, Т.А. Базы знаний интеллектуальных систем / Т.А.Гаврилова, В.Ф. Хорошевский. – СПб.: Питер, 2001. – 384 с.
3. Гаскаров, Д.В. Интеллектуальныеинформационныесистемы: учеб.для вузов.– М.: Высш. шк., 2003. – 431 с.
4. Кандрашина, Е.Ю. Представление знаний о времени и пространстве винтеллектуальных системах / Е.Ю. Кандрашина, Л.В. Литвинцева, Д.А. Поспелов.– М.: Наука, 2000. – 328 с.
5. Геловани, В.А. Системы поддержки принятия решений в нештатныхситуациях с использованием современной информационной технологии / В.А.Геловани, В.Б. Бритков // Системные исследования. Методологическиепроблемы. Ежегодник 1995-1996. – М., 1996. – С. 179-190.

### **Аннотация**

#### **ХАРАКТЕРИСТИКА РЕШЕНИЯ НЕФОРМАЛИЗОВАННЫХ ЗАДАЧ В ОТНОШЕНИИ К ТРАНСПОРТНЫМ СРЕДСТВАМ**

Бажинова Т.А., Берус С.В.

*Рассмотрены модели решений неформализованных задач на основе алгоритмизации синтеза управляющих воздействий в реальном масштабе времени для интеллектуальных информационно-управляющих систем транспортных машин. Рассмотрена методология построения интеллектуальных информационных систем*

### **Abstract**

#### **DESCRIPTION OF SOLUTIONS FOR INFORMALIZED TASKS APPLICABLE TO VEHICLES**

T. Bazhynova, S. Berus

*The models of solutions of non-formalized tasks based on the algorithmization of the synthesis of control actions in realtime for intelligent information and control systems of transport machines are considered. The methodology for constructing intellectual information.*



## РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ СУЧАСНИХ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Шевченко І.О., к.т.н., доц., Кулаков Ю.М., ст. викл.,  
Станіславенко А.В., магістрант

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*Розглянуто конструктивні особливості рульових управлінь сучасних вантажних автомобілів Mercedes-Benz з додатковою керованою віссю і з електрогідролічним підсилювачем керма.*

**Вступ.** Вантажні автомобілі призначені для перевезення вантажів різного призначення. На сучасному ринку вантажних автомобілів в Україні найбільш затребувані вантажні автомобілі КрАЗ-6511 СЧ в складі автопоїзда, автомобілі загального призначення Мінського автозаводу (МАЗ) та спеціалізовані Mercedes-Benz та MAN (Германія).

Ефективна експлуатація сучасних вантажних автомобілів багато в чому визначається знанням їх конструкції, особливо елементів, що визначають їх ефективність та безпеку руху.

До таких елементів автомобіля відноситься рульове управління, що забезпечує його маневреність при різних умовах і режимах руху.

**Мета дослідження.** Передбачає аналіз конструкцій рульових керувань сучасних вантажних автомобілів в напрямку підвищення їх маневреності.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Основній експлуатаційній властивості автомобіля щодо забезпечення стабільності його маневреності присвячено значну кількість робіт [1 - 5]. Аналіз даних робіт дозволив скласти структуру маневреності вантажного автомобіля як складної його експлуатаційної властивості (рис. 1).



Рис. 1 – Структура властивостей маневреності автомобіля

Слід зазначити відмінності в формуванні визначення маневреності в роботі різних авторів, зокрема керованості автомобіля. Найбільш чітко визначення керованості було дано Закіним Я. Х. У його працях керованість - це властивість автомобіля рухатися по траєкторіях різної кривизни в результаті дії водія на рульове колесо і через рульовий привід на керовані колеса. Керованість одиночного автомобіля і автопоїзда істотно залежить від таких конструктивних факторів як легкість управління, ступінь поворотності і стійкості руху.

Поворотність автомобіля визначається його властивістю відхилитися в результаті уводу від напрямку руху, що визначається положенням керованих коліс. При цьому при врахуванні радіуса повороту визначається статична поворотність автомобіля, якщо ж оцінюється швидкість повороту, то надається можливість оцінити його динамічну поворотність.

Якщо поворотність автомобіля проявляється незалежно від зовнішніх обмежень на опорній поверхні і істотно залежить від таких конструктивних параметрів як габаритні розміри, компоновання (довжина бази, передній-задній звіси, ширина), граничний радіус повороту, то вписуваність враховує обмеження на опорній поверхні. Таким чином, вписуваність - властивість автомобіля, що забезпечує відповідність його габаритної смуги криволінійного руху зовнішнім обмеженням на опорній поверхні. При наявності причіпних ланок у автопоїздів існує внутрішня вписуваність в габаритну смугу або в колеса ведучого тягача при їх криволінійному русі.

В аналізованих роботах відзначено, що на маневреність вантажних автомобілів істотно впливають конструктивні особливості рульових керувань. Це особливо важливо для сучасних вантажних автомобілів [6].

**Результати дослідження.** Компоновання вантажних автомобілів, причепів, напівпричепів пов'язано в основному з кількістю вісей і виконанням вантажного простору. Чим більше маса вантажу (або спеціального обладнання) яке необхідно перевозити, тим більше число вісей повинен мати вантажний автомобіль (рис. 2).

Найчастіше поворот автомобілів здійснюється повертанням керованих коліс у горизонтальній площині (рис. 3, а). Деякі автомобілі, найчастіше повнопривідні, виготовляють з усіма керованими колесами. Напрямок руху такої машини змінюють двома способами: або передні і задні колеса повертають у різні боки (рис. 3, б) і машина рухається по колу, центр О якого знаходиться на перетині осей обертання коліс; або усі колеса повертають в один бік (рис. 3, в).

При повороті автомобіля з двома передніми керованими колесами, необхідно щоб усі колеса на опорній поверхні оберталися без бічного ковзання і деформацій шин. В цьому випадку керовані колеса потрібно повертати відносно нейтрального положення на різні кути, обумовлені такими співвідношеннями:

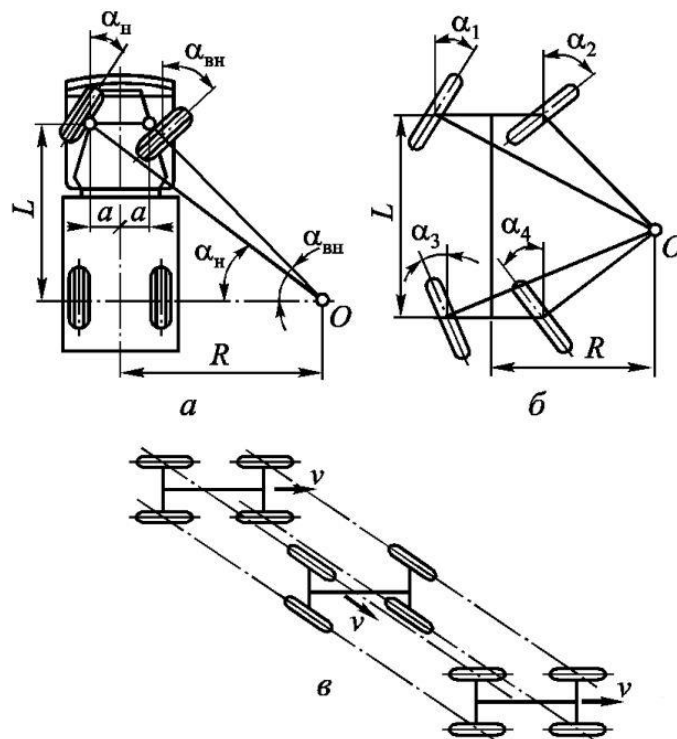
$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = (R - a) / L; \quad \operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} = (R - a) / L; \quad (1)$$

де  $\alpha_{вн}$  і  $\alpha_{н}$  – кути повороту від нейтрального положення відповідно внутрішнього і зовнішнього коліс відносно центра повороту;  
 $a$  – половина відстані між осями шворнів поворотних цапф керованих коліс.



а – самоскид, б – фургон, в – в складі сідельного тягача і автоцистерни – напівпричепа

Рис. 2 – Вантажні автомобілі



а – повертання керованих коліс у горизонтальній площині; б – повертання передніх і задніх коліс у різні боки; в – повертання усіх коліс в один бік

Рис. 3 – Способи повороту автомобілів

Різниця  $\operatorname{ctg}\alpha_n - \operatorname{ctg}\alpha_{\text{вн}} = 2a/L$  стала і незалежна від радіуса повороту. Потрібного співвідношення між кутами  $\alpha_n$  і  $\alpha_{\text{вн}}$  дотримуються застосуванням для повороту цапф керованих коліс спеціального чотирьохланцюгового механізму, який називають рульовою трапецією, яка забезпечує синхронний поворот правого і лівого колеса однієї осі. Рульова трапеція забезпечує поворот правого і лівого коліс на різні кути, що дозволяє їм котитися на повороті за різних радіусів без прослизання.

Одну вісь з керованими колесами можуть мати і тривісні автомобілі, але за умови, що друга і третя некеровані осі зближені. Якщо ці осі рознесені або автомобіль має більше трьох осей, то для запобігання бічного ковзання коліс застосовують кілька осей з керованими колесами. При цьому водій безпосередньо повертає колеса першої осі, колеса інших осей пов'язані з першою віссю за допомогою механічних, гідравлічних або електрогідравлічних передач, які керують їх поворотом. Керовані колеса напівпричепів можуть повертатися в залежності від кута складання між автомобілем-тягачем і напівпричепом.

**Аналіз і оцінка конструкції.** Рульове управління сучасних автомобілів з поворотними колесами включає в себе наступні елементи:

- рульове колесо з рульовим валом (рульовою колонкою);
- рульовий механізм;
- рульовий привід (може містити підсилювач і (або) амортизатори).

На вантажних автомобілях застосовують в основному кермові управління з гідропідсилювачем (рис. 4).

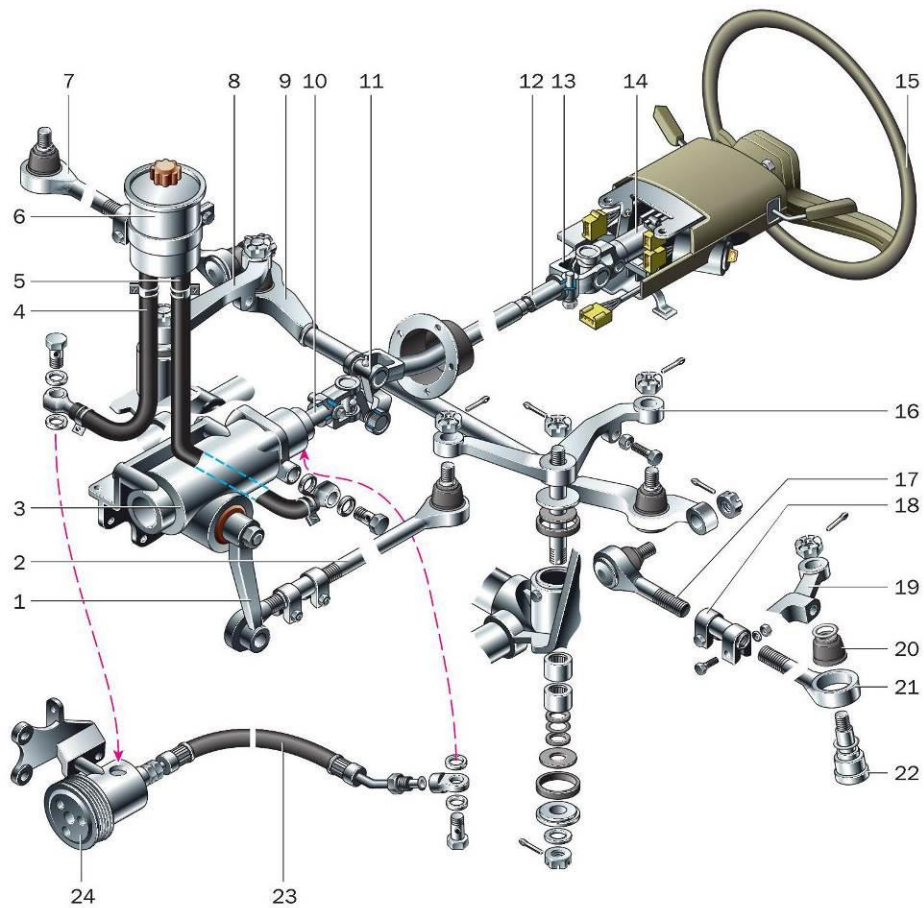
Рульове колесо знаходиться в кабіні водія і розташоване під таким кутом до вертикалі, який забезпечує найбільш зручне охоплення його обода руками водія. Чим більше діаметр рульового колеса, тим за інших рівних умов менше зусилля на ободі рульового колеса, але при цьому зменшується можливість швидкого повороту керма при виконанні різких маневрів.

Рульовий механізм являє собою редуктор, його основне завдання – збільшення прикладеного до керма зусилля водія, необхідного для повороту керованих коліс. Рульовий механізм має досить велике передавальне число, тому для повороту керованих коліс на максимальний кут  $30-45^\circ$  необхідно зробити кілька оборотів рульового колеса.

Рульовий вал з'єднує рульове колесо з рульовим механізмом і часто виконується шарнірним, що дозволяє більш раціонально компоувати елементи рульового управління, а для вантажних автомобілів застосовувати відкидну кабіну (рис. 5).

Крім того, шарнірний рульовий вал підвищує травмобезпеку рульового колеса при аваріях, зменшуючи переміщення рульового колеса всередину салону і можливість травмування грудної клітини водія.

З цією ж метою в рульовий вал іноді вбудовують м'яті елементи, а рульове колесо покривають відносно м'яким матеріалом, що не дає при руйнуванні гострих осколків.



1 – рульова сошка; 2 – поздовжня рульова тяга; 3 – рульовий механізм; 4 – шланг; 5 – зливний шланг; 6 – бачок; 7 – права бічна рульова тяга; 8 – правий маятниковий важіль; 9 – поперечна рульова тяга; 10 – вхідний вал рульового механізму; 11 – нижній карданний шарнір; 12 – карданний вал; 13 – верхній карданний шарнір; 14 – вал рульової колонки; 15 – рульове колесо; 16 – лівий маятниковий важіль; 17, 21 – наконечники лівої тяги; 18 – хомут регулювальної трубки; 19 – лівий важіль рульової трапеції; 20 – чохол шарніра; 22 – шарнір; 23 – нагнітальний шланг; 24 – насос гідропідсилювача

Рис. 4 – Рульове керування з гідропідсилювачем

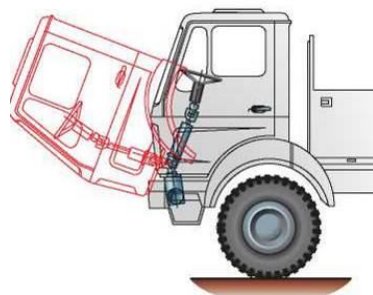
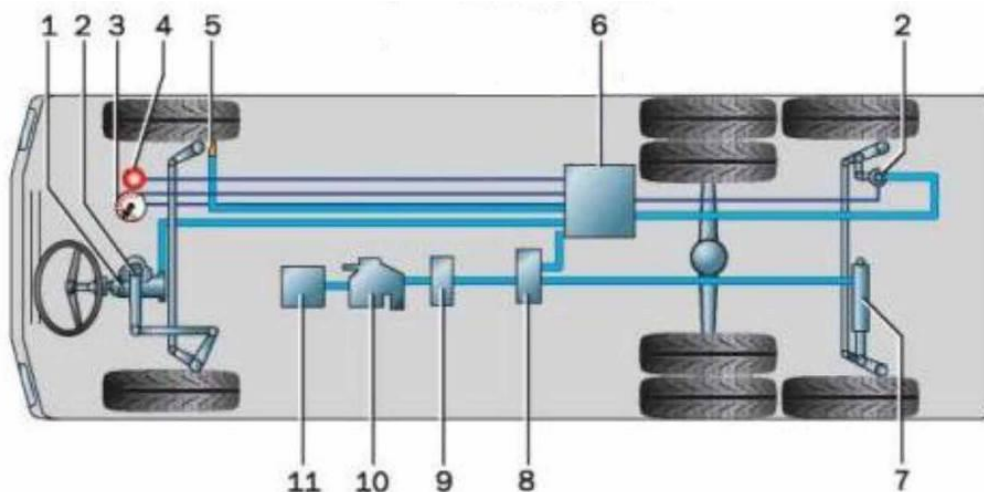


Рис. 5 – Шарнірний рульовий вал вантажного автомобіля

Рульовий привід являє собою систему тяг і шарнірів, що зв'язують рульовий механізм з керованими колесами. Оскільки рульовий механізм

закріпленій на несучій системі автомобіля, а керовані колеса при русі переміщуються на підвісці вгору і вниз щодо несучої системи, рульовий привід зобов'язаний забезпечити необхідний кут повороту коліс незалежно від вертикальних переміщень підвіски (узгодженість кінематики кермового приводу і підвіски). У зв'язку з цим конструкція рульового приводу, а саме кількість і розташування рульових тяг і шарнірів, залежить від типу застосовуваної підвіски автомобіля. Найбільш складним рульовий привід мають автомобілі з декількома керованими мостами.

**Рульове керування з додатково керованою віссю автомобіля.** Основна мета додаткового повороту задніх коліс автомобіля - підвищення маневреності, причому задні колеса повинні повертатися в іншому напрямку, ніж передні. Створити механічний рульовий привід, який забезпечував би зазначений характер повороту, нескладно, але виявилось, що автотранспортні засоби з таким управлінням схильні до ризику при русі по прямій і погано справляються при вході в швидкісні повороти. Тому в рульовий привід сучасних автомобілів з задніми керованими колесами встановлюють пристрої, які відключають поворот задніх коліс при швидкостях вище 20-30 км/год. У зв'язку з цим привід задніх коліс робиться гідравлічним або електричним (рис. 6).



1 – рульовий механізм; 2 – датчик кута повороту коліс; 3 – датчик частоти обертання колінчастого вала; 4 – аварійна лампа; 5 – датчик частоти обертання колеса; 6 – електронний блок управління; 7 – гідроциліндр; 8 – керуючий клапан; 9 – фільтр; 10 – насос; 11 – масляний бак

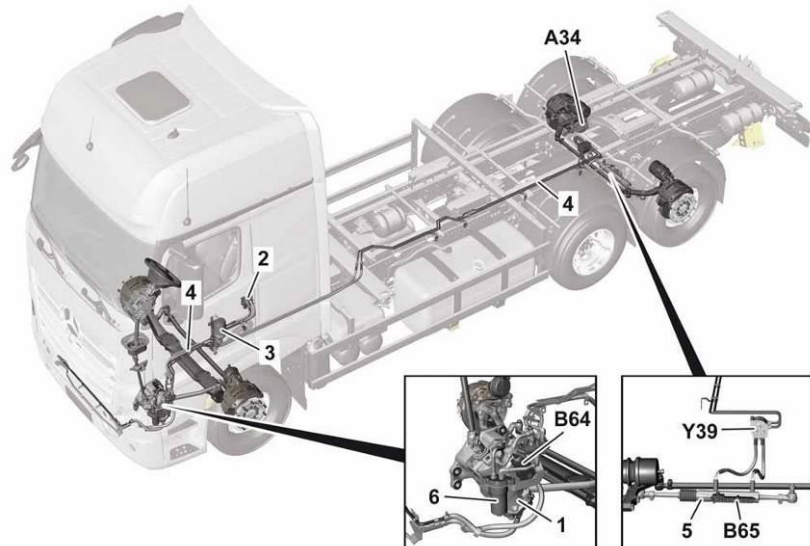
Рис. 6 – Рульовий привід задніх керованих коліс вантажного автомобіля

Рульове керування з додатковою керованою віссю реалізовано на автомобілях Mercedes-Benz Actros (Model 963) (Рис. 7).

При впливі водія на рульовий механізм здійснюється поворот переднього моста і додаткової осі, кути повороту яких реєструються датчиками кутів повороту. По різниці даних кутів повороту, запрограмованих для різних умов руху автомобіля, на блоці управління керованої віссю здійснюється відключення/включення додаткової осі. Це забезпечує стійкий рух багатовісного автомобіля за різних умов руху.

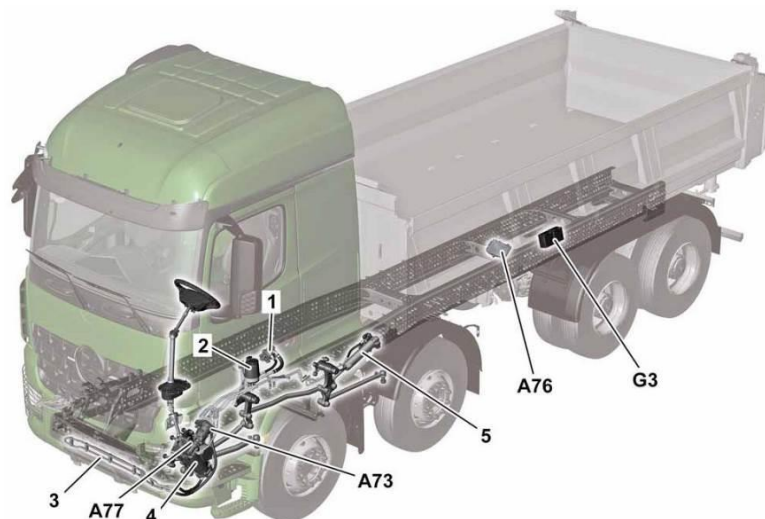
**Рульове керування з електрогідравлічним підсилювачем руля.** Електрогідравлічне рульове керування реалізовано на автомобілі Mercedes-Benz Actros (Model 964) в варіанті виконання з чотирма осями (рис. 8).

Основою даного рульового керування є рульовий механізм ZF, що встановлюється на більшості важких вантажних автомобілях і доповнений електромеханічним пристроєм Servotwin® (рис. 9).



1 – рульовий механізм; 2 – насос гідропідсилювача керма (на двигуні); 3 – резервуар для рідини гідропідсилювача; 4 – трубопровід; 5 – гідроциліндр додаткової керованої осі; 6 – фільтр рідини лінії високого тиску; A34 – додатковий блок управління керованою віссю (ASA); B64 – датчик кута повороту переднього моста; B65 – додатковий датчик кута повороту керованої осі; Y39 – клапанний блок додаткової осі

Рис. 7 – Рульове керування з додатковою керованою віссю автомобіля

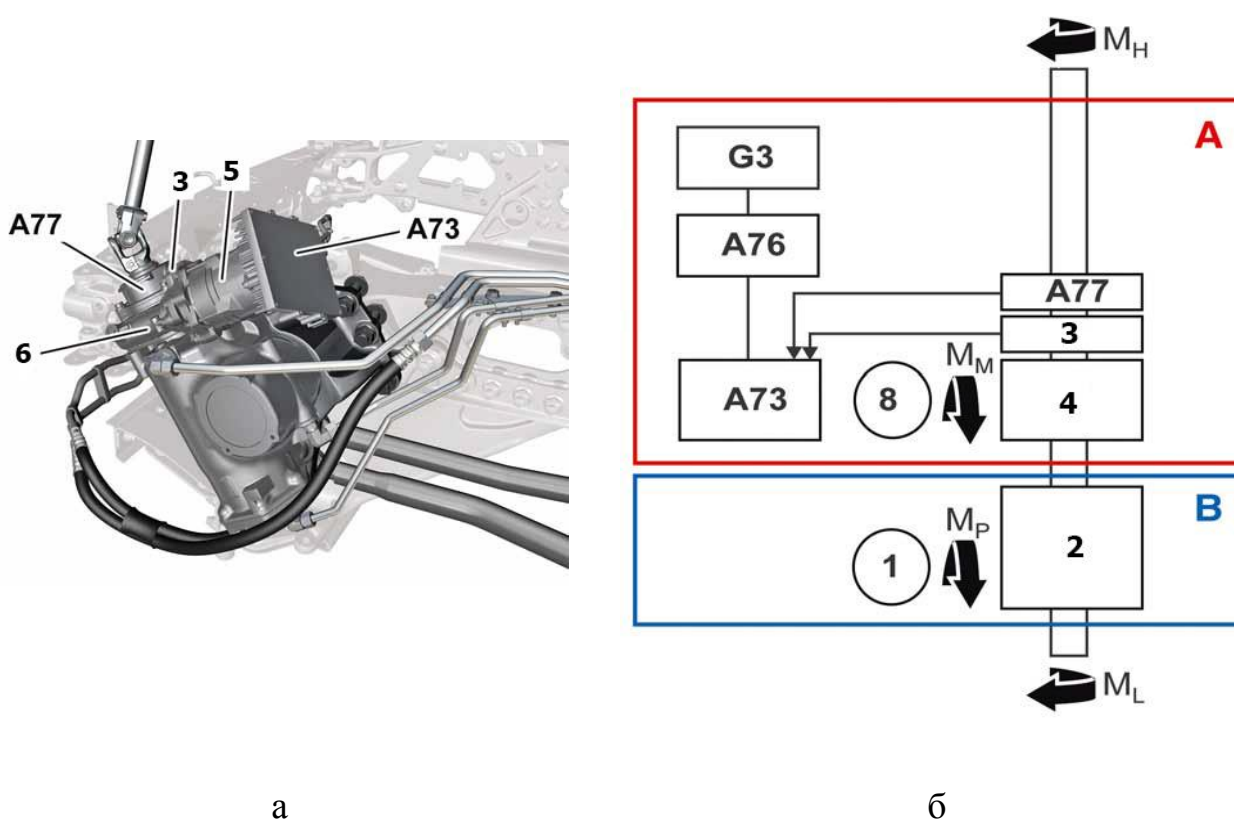


1 – насос гідропідсилювача; 2 – резервуар для рідини; 3 – радіатор; 4 – рульовий механізм Servotwin®; 5 – гідроциліндр; A73 – блок управління електрогідравлічним підсилювачем керма (APS); A76 – блок управління надлишковим живленням (RPS); A77 – датчик кута повороту рульового колеса; G3 – буферна батарея

Рис. 8 – Електрогідравлічне рульове керування

Servotwin® складається з кулькового рульового механізму з сервопідсилювачем Servotronic і електродвигуна з блоком управління і черв'ячним механізмом. В даному рульовому керуванні підсумовуються електричний ММ і гідравлічний МР крутні моменти, забезпечуючи оптимальне значення крутного моменту  $M_L$  і легкість управління автомобілем в різних дорожніх умовах.

Крутний момент на вихідному валу рульового керування  $M_L$  оптимізується блоком управління А73, додаючи або віднімаючи крутний момент  $M_L$ , пристосовуючи автомобіль до конкретних умов руху. В міру збільшення швидкості руху автомобіля рульове управління стає більш жорстким, що негативно впливає на водія. Різні навантажувальні і швидкісні режими роботи автомобіля компенсуються системою рульового управління, забезпечуючи оптимальне відчуття водієм рульового колеса.



1 – насос гідропідсилювача; 2 – рульовий механізм Servotwin®; 3 – торсіон з датчиком крутного моменту; 4 – черв'ячна передача; 5 – електродвигун; 6 – черв'ячний редуктор; А73 – блок управління електрогідравлічним підсилювачем керма (АPS); А76 – блок управління надлишковим живленням (RPS); А77 – датчик кута повороту рульового колеса; G3 – буферна батарея;  $M_H$  – крутний момент на рульовому колесі;  $M_L$  – вихідний крутний момент на рульовій передачі;  $M_M$  – електричний крутний момент;  $M_P$  – гідравлічний крутний момент; А – електрична рульова передача; В – гідравлічна рульова передача

Рис. 9 – Рульовий механізм ZF з електромеханічним пристроєм Servotwin® (а) електрогідравлічного рульового управління автомобіля і принцип його роботи (б)

Особливістю датчика рульового керування є електричний замок, який призначений для захисту системи рульового керування від перевантажень при



максимальному блокуванню рульового колеса. З положення рульового колеса що програмується електродвигун зменшує опір рульового підсилювача, якщо це необхідно, спрацьовує протиструмом, так що механічний обмежувач рульового колеса не може бути пошкоджений.

**Висновки.** Маневреність вантажних автомобілів різної компоновки підвищується при застосуванні електрогідравлічних підсилювачів рульового керування, забезпечуючи оптимальне значення вихідного крутного моменту на рульовий привід і легкість управління автомобілем в різних дорожніх умовах.

### **Список використаних джерел**

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. – М.: Транспорт, 1996. – 136 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Смирнов Т.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
4. Чайковский И.П. Соломатин П.А. Рулевое управление автомобилей.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
5. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Под редакцией М.А. Подригало. – Харьков: Изд-ство ХНАДУ, 2003. – 614 с.
6. Introduction of the New Truck Generation The New Actros.: Stuttgart, Germany, 2 on. – 240 p.

### **Аннотация**

#### **РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Шевченко И.А., Кулаков Ю.Н., Станиславенко А.В.

*Рассмотрены конструктивные особенности рулевых управлений современных грузовых автомобилей Mercedes-Benz с дополнительной управляемой осью и с электрогидравлическим усилителем руля.*

### **Abstract**

#### **STEERING OF MODERN TRUCKS**

I. Shevchenko, Y. Kylakov, A. Stanislavenko

*The design features of the steering of modern Mercedes-Benz trucks with an additional controlled axle and an electro-hydraulic power steering are considered.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОМБІНОВАНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

**Макаренко М.Г., доц., Кулаков Ю.М., ст. викл.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Макаренко О.М., менеджер**

*UkrFarming*

*Наводяться результати досліджень факторів, що впливають на маневрові якості комбінованих сільськогосподарських агрегатів на базі тракторів.*

**Вступ.** Проблема підвищення ефективності використання тракторів тісно пов'язана з вибором оптимальної потужності, що відповідає масі трактора та підвищенню його маневрових якостей, які забезпечуються засобами його автоматичного керування. З метою забезпечення високих експлуатаційних якостей необхідно підвищити маневрові якості машинно-тракторних агрегатів (МТА) та гарантувати стабільність руху по заданій траєкторії (по полю та при розворотах) з використанням сучасних засобів автоматичного керування.

Вирішення цієї проблеми тісно пов'язана з вдосконаленням силової взаємодії сільськогосподарської машини і трактора при різних схемах навішування.

При цьому змінюються маневрові властивості МТА, що впливають на ефективність його використання. Дані експлуатаційні властивості в значній мірі залежать від положення центру мас і моментів інерції, які впливають на перерозподіл навантаження між опорними колесами і, відповідно, на їх зчеплення з ґрунтом, деформацію і відведення шин.

**Аналіз публікацій.** Дослідженню питань маневреності колісних машин та проведенню аналізу впливу маневреності на продуктивність, встановленню тенденцій розвитку відповідних технічних засобів неодноразово розглядалось провідними вченими. Так приводяться і аналізуються визначення властивості маневреності (М) у формулюваннях Е.А. Чудакова, А.М. Ляпунова, В.В. Гуськова, Л.В. Смірнова, А.Е. Фаробіна [1, 2] і ін. Розглянуті основні показники і характеристики руху, що визначають співвідношення параметрів машин, які забезпечують стійкість руху по заданій траєкторії.

В роботах М. А. Подригало, В.П. Волкова, О.А. Бобошко проведений аналіз зчепних властивостей автомобільних шин з опорною поверхнею [3, 4]. Вказані автори відзначають залежність коефіцієнта зчеплення від тиску в контактній і дотичній напруги в площині контакту, а також розглядають зв'язок коефіцієнта зчеплення з напругою елементів шини в контактній.

Беручи до уваги узагальнене формулювання поняття маневреності, як

властивості машини витримувати задані через рульовий механізм курсовий напрям і траєкторію, слід зазначити, що чисельних оцінок і методу їх визначення, що безпосередньо характеризують точність траєкторії МТА не існує. Це затрудняє попереднє прогнозування маневреності на етапах розробки рекомендацій по створенню на базі тракторів МТА з монтажем технологічних модулів (ТМ) на його передньому і задньому начіпних пристроях та безпосередньо на самому тракторі.

**Мета і постановка задачі.** Метою роботи є дослідження проблеми підвищення маневреності комбінованих сільськогосподарських агрегатів шляхом розробки заходів по забезпеченню їх руху по заданій траєкторії

**Вирішення задачі.** Силова дія ТМ на трактор досить складна і різноманітна: на трактор частково або повністю передається сила ваги навішеного ТМ і реактивний опір ґрунту, що діє його на робочі органи. За інших рівних умов силова дія ТМ залежить від місця його розташування відносно трактора, способу зв'язку з трактором і методу регулювання його положення. Зміна характеру навантаження, що діють на ходову частину трактора може позначатися як позитивно, так і негативно на основних показниках агрегату в забезпеченні якісного виконання робочого процесу при заданих показниках продуктивності: стійкості руху, керованості, плавності ходу, тягово-зчіпних властивостях і, таким чином, визначати в цілому її ефективність.

Маневреність залежить від бічної еластичності шин коліс, стабілізації керованих коліс, їхніх коливань і відповідності кінематики підвіски керованих коліс кінематиці рульового приводу. Крім того, вона залежить від зовнішніх умов (поперечного ухилу дороги, величини коефіцієнта зчеплення шин з дорогою, бічного вітру і т.п.).

Траєкторію руху трактора в загальному випадку можна розглядати як криволінійну з кривиною, яка безупинно змінюється. Якщо кривина траєкторії близька до нуля, рух умовно вважають прямолінійним.

Криволінійність руху обумовлена необхідністю здійснювати повороти відповідно до траєкторії, що задається водієм, а також в результаті дії зовнішніх збурювань. Такий рух трактора характеризується зміною в часі положення його подовжньої і вертикальної осей, а також наявністю подовжніх і головним чином поперечних прискорень.

Процес керування рухом трактора характеризують три групи параметрів: траєкторні, курсові та крену. На більшість цих параметрів впливають як конструктивні особливості трактора, так і ергономічні дані водія як керуючої ланки. Тому варто розглядати керованість трактора не ізольовано (як механічної системи), а як керованість машинно-тракторного агрегату (МТА).

Надійність керування трактора забезпечується властивістю системи МТА зберігати стійкість керування в заданих умовах і режимах руху.

Стійкість керування трактора забезпечується властивістю системи МТА виконувати з заданою точністю на визначеному відрізку шляху закон руху, що задається. Вона забезпечується властивістю системи МТА регулювати з заданою точністю різницю кута відведення та проковзування на осях після

втрати трактором курсової стійкості.

Вхід в поворот МТА є найвідповідальнішим моментом здійснення маневру. Здатність колісного агрегату входити в поворот, тобто реагувати на управляючу дію, є характеристикою керованості. Керованість колісного агрегату оцінюється, як правило, по величині кутового прискорення в площині дороги, що виникає при повороті керованих коліс [3]. Кутове прискорення виникає у випадку, якщо момент, що повертає, буде більшим моменту опору повороту. Введено поняття коефіцієнта керованості колісної машини, що є відношенням моменту, що повертає, до моменту опору повороту. В початковий момент часу здійснення повороту цей коефіцієнт (якщо він більше одиниці) показує, що колісний агрегат здатний увійти в поворот. Таким чином, за допомогою вказаного коефіцієнта виникла необхідність дослідити вплив положення центру мас комбінованого МТА на його керованість.

При криволінійному русі по горизонтальній поверхні та відсутності бічних сил на трактор у поперечному напрямку діє тільки сила інерції  $P_{jy}$  (рис. 1). Складові цієї сили, що припадають на передні і задні колеса трактора викликають відповідні їм кути відведення  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , які тільки в окремому випадку рівні за величиною.

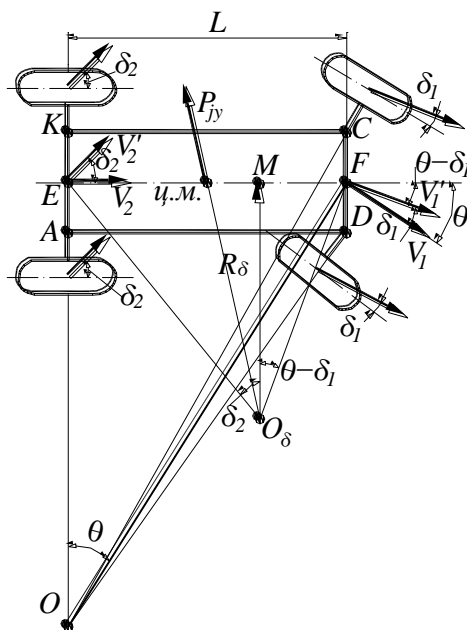


Рис. 1 – Схема повороту трактора при бічному відведенні шин

Відведення правого і лівого коліс однієї осі також неоднакове, внаслідок чого вектори їх швидкостей не рівнобіжні. Для керованих коліс це, зокрема, обумовлюється і поворотом їх на різні кути. У той же час траєкторія руху визначається кутами відведення центрів його передньої і задньої осей, які є середніми між кутами відведення відповідних правих і лівих коліс.

При наявності бічного відведення, на такі ж кути і в той же бік відхиляються вектори швидкостей середніх точок передньої  $V_1$  і задньої  $V_2$  осей. Позначимо нові вектори  $\vec{V}'_1$  і  $\vec{V}'_2$ . Відповідно змінюється і положення миттєвого центра повороту трактора, як точки перетинання перпендикулярів до векторів швидкостей  $\vec{V}'_1$  і  $\vec{V}'_2$ . З урахуванням бічного відведення шин він уже

буде не в точці  $O$ , а в точці  $O_\delta$ . Середній радіус повороту трактора з урахуванням впливу бічного відведення шин  $R_\delta$ , визначається довжиною перпендикуляра з миттєвого центра повороту на подовжню вісь трактора.

У трикутнику  $EMO_\delta$  кут  $EO_\delta M$  дорівнює по побудові  $\delta_2$ , а в трикутнику  $MFO_\delta$  кут  $MFO_\delta = \theta - \delta_1$ , де  $\theta$ , – середній кут повороту передніх керованих коліс.

Тоді

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{EM}{MO_\delta} = \frac{EN}{R_\delta}; \quad (1)$$

$$\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) = \frac{MF}{R_\delta}. \quad (2)$$

Звідси, оскільки сума  $EM + MF = L$  – база трактора, знаходимо середній радіус повороту  $R_\delta$  трактора з урахуванням впливу бічного відведення шин

$$EM = R_\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_2; \quad (3)$$

$$MF = R_\delta \cdot \operatorname{tg}(\theta - \delta_1); \quad (4)$$

$$EM + MF = L = R_\delta [\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)]; \quad (5)$$

$$R_\delta = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg}(\theta - \delta_1)}. \quad (6)$$

Враховуючи, що кути відведення невеликі ( $5 - 10^\circ$ ), а кути повороту керованих коліс при високих швидкостях руху, коли відведення істотно впливає на керованість трактора, також не є великими, тангенси кутів можна замінити самими кутами, вираженими в радіанах

$$R_\delta = \frac{L}{\theta + \delta_2 - \delta_1}. \quad (7)$$

Порівняння формул (1) і (7) для визначення середнього радіуса повороту трактора при жорстких колесах (з урахуванням впливу бічного відведення), свідчить про те, що співвідношення кутів відведення коліс передньої осі  $\delta_1$  і задньої осі  $\delta_2$  у різному ступені змінюють величину середнього радіуса. Якщо кути відведення коліс передньої і задньої осей однакові ( $\delta_1 = \delta_2$ ), середні радіуси повороту при жорстких колесах з урахуванням відведення однакові

$$R_{cp} = R_\delta. \quad (8)$$

У цьому випадку бічне відведення коліс не впливає на кривину траєкторії повороту і лише миттєвий центр повороту зміщується вперед відносно осі задніх коліс трактора. Такі трактори визначаються як ті, що мають нейтральну поворотність. Для проходження кругової траєкторії певного радіуса  $R_{cp}$  потрібен однаковий кут повороту керованих коліс  $\theta$  як при жорстких, так і з урахуванням впливу бічного відведення.

Якщо кут відведення передніх коліс  $\delta_1$  більший, ніж у задніх коліс  $\delta_2$ , знаменник у формулі (7) зменшується і середній радіус повороту за рахунок впливу відведення збільшується.

$$\delta_1 > \delta_2 \rightarrow R_\delta > R_{cp} \quad (9)$$

Такі трактори визначають як трактори що мають недостатню поворотність. Зрозуміло, що для проходження, повороту із заданим радіусом  $R_{cp}$ , при недостатній поворотності водій повинний компенсувати вплив бічного відведення великим кутом повороту керованих коліс  $\theta_\delta$ , у порівнянні з кутом при жорстких колесах

$$\theta_\delta > \theta \quad (10)$$

Якщо ж кут бічного відведення передніх коліс  $\delta_1$  менший, ніж у задніх коліс  $\delta_2$ , знаменник у формулі (7) збільшується і середній радіус повороту за рахунок впливу відведення зменшується.

$$\delta_1 < \delta_2 \rightarrow R_\delta < R_{cp} \quad (11)$$

Трактор, при заданому куті повороту керованих коліс  $\theta$ , що відповідає при жорстких колесах повороту по колу з радіусом  $R_{cp}$ , у цьому випадку за рахунок відведення буде втягуватися в більш крутий поворот з меншим радіусом  $R_\delta$ . Тому такі трактори визначають як ті, що мають надлишкову поворотність і для повороту з заданою кривизною (заданим радіусом  $R_{cp}$ ) водій повинен повертати керовані колеса на кут  $\theta_\delta$ , менший, ніж було б потрібно у випадку жорстких коліс.

$$\theta_\delta < \theta \quad (12)$$

З вищевикладеного випливає, що водій трактора має можливість компенсувати вплив бічного відведення на кривизну траєкторії повороту як при недостатній, так і при надлишковій поворотності. Проте в останньому випадку теоретично можливо хитливий рух з повною втратою керованості. Дійсно, зменшення радіуса повороту  $R_\delta$  при  $\delta_2 > \delta_1$  викликає відповідне збільшення відцентрової сили, яка обернено пропорційна радіусу повороту. Внаслідок збільшеної бічної сили зростають кути бічного відведення, що додатково зменшує радіус повороту з відповідними наслідками.

**Висновки.** Встановлено, що втрата стійкості і керованості трактора, або обмеження його швидкості руху на повороті відбувається при досягненні сумарними реакціями на колесах в площині дороги граничних значень за умовами проковзування та уводу шин. Традиційне рульове керування, що реалізовує кінематичний спосіб керування поворотом, не забезпечує необхідних показників маневреності колісних тракторів класичної компоновки. Тим самим виникає необхідність використання комбінованого способу повороту, при якому керовану колісну машину і водія слід розглядати як замкнуту систему автоматичного керування з внутрішніми функціональними зв'язками. Застосування системи адаптивного керування поворотом є одним із засобів поліпшення властивостей маневреності колісних тракторів, що мають зміщений до задньої осі центр мас (мале навантаження на керовані колеса). Для його ефективного застосування необхідно автоматично узгодити кут повороту керованих коліс і різницю дотичних реакцій на ведучих колесах, а також забезпечити раціональні конструктивні параметри рульового керування.

При оцінці властивостей маневреності колісних машин критерієм динамічної повороткості може бути кутова швидкість повороту, критерієм керованості - кутове прискорення машини в площині дороги, а показником легкості керування (поряд з опором повороту керованих коліс) - сумарна

дотична реакція на ведучих колесах, що визначається опором коченню коліс, необхідними значеннями показників маневреності, характеристиками підвіски і кінематичною похибкою положення керованих коліс.

Також важливим є визначення граничних можливостей кінематичного способу керування поворотом колісних тракторів по критеріях стійкості, керованості, повороткості і оцінка можливості їх забезпечення конструктивними заходами; обґрунтовані і проведені синтез раціональних законів керування поворотом направляючих коліс для забезпечення необхідних показників маневреності.

Застосування системи адаптивного керування є одним із засобів поліпшення властивостей маневреності колісних тракторів, що мають зміщений до задньої осі центр мас (мале навантаження на керовані колеса). Для його ефективного застосування необхідно автоматично узгодити кут повороту керованих коліс і різницю дотичних реакцій на ведучих колесах, а також забезпечити раціональні конструктивні параметри рульового керування.

### **Список використаних джерел**

1. Литвинов А.С., Немцов Ю.М., Волков В.С. Некоторые вопросы динамики неустановившегося поворота автомобиля // Автомобильная промышленность. 1978.- № 3.- с. 20-22.
2. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин.-М.: Машиностроение, 1970.- 176 с.
3. Подригало М.А., Бобошко А.А. Синтез законов рационального управления поворотом колесной машины // Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. Вып. 15 - 16. -Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2001. - с. 143 - 145.
4. Подригало М., Гречко Л., Бобошко О. Підвищення маневреності колісних тракторів // Машинознавство. - 1999. - № 10. - с. 55 - 58.

### **Аннотация**

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ КОМБИНИРОВАННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ**

Макаренко Н.Г., Кулаков Ю.Н., Макаренко А.Н.

*Приводятся результаты исследований факторов, влияющих на маневренные качества комбинированных сельскохозяйственных агрегатов на базе тракторов.*

### **Abstract**

#### **RISE OF MANEVRENNOSTI KOMBINIROVANIH AGRICULTURAL AGGREGATES AT VARIABLE POSITION OF CENTER OF THE MASSES**

N. Makarenko, Y. Kulakov, A. Makarenko

*The results of studies of factors affecting the maneuvering qualities of combined agricultural units based on tractors are presented.*

**ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОМБІНОВАНИХ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ ВИКОРИСТАННЯМ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ**

**Макаренко М.Г., доц., Кулаков Ю.М., ст. викл.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

**Макаренко О.М., менеджер**

*UkrFarming*

*Наводяться результати досліджень по підвищенню на маневрових якостей комбінованих сільськогосподарських агрегатів на базі тракторів використанням інтелектуальної системи адаптивного керування.*

**Вступ.** До найважливіших чинників, що визначають технічний рівень сучасних тракторів та складних с. г. машин, відноситься ступінь їх оснащення електронними пристроями. Тому розробка електронних систем керування тракторами та машинно-тракторними агрегатами (МТА) на їх базі є вельми актуальним завданням для машинобудування. В даний час накопичений значний досвід застосування електронної апаратури на тракторах. Використання цього досвіду є важливою умовою прискорення розробок нових, більш досконалих електронних пристроїв. Застосування електронної апаратури в системах керування агрегатами трактора у ряді випадків спричинило доцільність зміни конструкції самих агрегатів. Тому сучасна тракторна електронна система керування фактично є комплексом власне електронної апаратури і керованих нею виконавчих пристроїв.

Електронні системи керування, що створюються на базі дискретних елементів і інтегральних мікросхем, що виконують певне завдання керування, відносяться до систем з жорсткою логікою, алгоритм їх функціонування визначається схемотехнікою системи. У мікропроцесорних систем таке обмеження відсутнє, тобто при одній і тій же структурі дані системи можуть реалізовувати різні алгоритми керування унаслідок відповідної зміни запису команд в елементах пам'яті системи. Завдяки цьому мікропроцесорні системи утворюють особливий клас електронних систем керування і мають ряд унікальних можливостей з погляду реалізації найскладніших завдань керування.

**Аналіз публікацій.** Дослідженню питань маневреності колісних машин та проведенню аналізу впливу маневреності на продуктивність, встановленню тенденцій розвитку відповідних технічних засобів неодноразово розглядалось провідними вченими.

В роботах М. А. Подригало, В.П. Волкова, О.А. Бобошко проведений аналіз зчїпних властивостей автомобільних шин з опорною поверхнею [1, 2].



Вказані автори відзначають залежність коефіцієнта зчеплення від тиску в контакті і дотичної напруги в площині контакту, а також розглядають зв'язок коефіцієнта зчеплення з напругою елементів шини в контакті.

Встановлено, що трактор погано піддається управлінню коли колеса рухаються юзом. Дослідженнями Fuchs [3] показано, що електронна автоматика моделей мобільних засобів, які будуть оснащуватися системою курсової стійкості повинна відповідати наступним вимогам:

при порушенні штатних (звичайних) умов руху, коли зчеплення колісних шин трактора з дорогою наближається до своєї фізичної межі, трактор не повинен поводитися непередбачувано, динаміка його руху не повинна змінюватися різко, не повинні мати місця занесення, різкі розвороти, з'їзди з дороги або перекидання;

- навіть на слизьких або обмерзлих дорогах відхилення від заданого водієм напрямку руху повинні залишатися мінімальними (в межах забезпечення безпеки);

- ступінь завантаженості трактора в межах наказаної норми не повинно впливати на стійкість його руху;

- зовнішні фактори не повинні сильно впливати на рух трактора;

- параметри і характеристики трактора, що відповідають за безпеку руху, повинні залишатися в оптимальних межах для суб'єктивного сприйняття водієм.

Van Zanter і ін. [4] досліджували розподіл ковзання коліс в процесі повного гальмування при русі трактора на поворотах. Ставилася умова забезпечити мінімальне відхилення від необхідного напрямку руху при отриманні мінімального гальмівного шляху. Використовувалася спільна робота систем ABS і ASR. Теоретично було доведено і експериментально підтверджено, що для набуття оптимального поточного миттєвого значення кута бічного відведення колеса, яке піддається керованому гальмуванню, не обов'язково оптимізувати його гальмівне ковзання, як це робиться в системі ABS. Навпаки, для досягнення максимально можливої гальмівної сили при русі трактора на поворотах значення гальмівного ковзання повинні залишатися більше оптимальних для ABS. При цьому інерційні сили бічного відведення трактора обмежуються дією системи ASR і не перевищують сил тертя колісних шин об дорогу. Це унеможливорює зриву коліс в бічний юз.

Окрім систем ABS і ASR в систему управління динамікою руху трактора німецькими інженерами HSCB і ін. [5] було запропоновано включити систему управління активною підвіскою (ACR) і систему контролю рульового управління (APS). Цей комплекс отримав назву «Система VDC» (від «Vehicle Dynamics Control»). VDC — це система активної безпеки трактора, яка постійно контролює дії водія і в надзвичайних ситуаціях, наприклад при різких поворотах на слизкій дорозі, автоматично включається в процес управління і запобігає можливості виникнення бічних відведень (занесень) трактора. При цьому система VDC, подібно до професійного оператора, адаптує тяговий момент двигуна (за допомогою системи ASR) і гальмівні зусилля на колесах (за допомогою системи

ABS) під заданий кермом (за допомогою, системи APS) напрям руху. Система активної підвіски (ACR) утримує трактор від бічного нахилу.

Проте слід відмітити, що система VDC не є системою безпілотного управління, а лише доповнює дії водія, залишаючи за ним відповідальність за вибір напрямку руху, не втручаючись в його маніпуляції, що управляють, до тих пір, поки рух трактора протікає штатно (без юзу коліс і без занесення трактора) [4].

**Мета і постановка задачі.** Метою роботи є дослідження проблеми підвищення маневреності комбінованих сільськогосподарських агрегатів шляхом розробки заходів по забезпеченню їх руху по заданій траєкторії

**Вирішення задачі.** Головне завдання дослідження – поліпшення властивостей керованості колісних тракторів за рахунок застосування комбінованого способу керування поворотом. Також важливим є визначити граничні можливості кінематичного способу керування поворотом колісних тракторів по критеріях стійкості, керованості, повороткості та оцінка можливості їх забезпечення конструктивними заходами; обґрунтувати і провести синтез раціональних законів керування поворотом направляючих коліс для забезпечення необхідних показників маневреності.

У штатних умовах руху траєкторія переміщення трактора відносно опорної поверхні задається маніпуляціями керування водія. Ці маніпуляції, за допомогою відповідних датчиків, перетворюються в електричні сигнали кута повороту рульового колеса, моменту двигуна (по куту повороту осі дросельної заслінки) і тиску в гальмівній системі.

Проте цих сигналів для автоматичної стабілізації стійкості руху в критичних ситуаціях недостатньо і додатково потрібна інформація про такі величини, що безперервно змінюються, як кут бічного відведення передніх коліс ( $\alpha$ ), кут бічного зносу трактора ( $\rho$ ), бічне ковзання ( $S$ ) коліс щодо дорожнього покриття і його напрям (кут  $\gamma$ ), коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. Всі ці величини є входними варіаційними параметрами системи активної безпеки трактора (VDC) і значно впливають на траєкторію руху трактора, як тільки під колесами з'являється юз.

Фактичний напрям руху трактора відповідає напрямку, вибраному водієм за допомогою відповідного повороту рульового колеса. Бічне ковзання передніх коліс приводить до бічного зносу трактора від заданого рульовим колесом напрямку руху, і радіус повороту залежить не тільки від положення руля, але і від сили бічного відведення та юзу. При недостатньому зчепленні коліс з ґрунтом бічний знос трактора на повороті може стати настільки великим, що втратиться контроль над управлінням і трактор незалежно від дій водія перейде в рух по траєкторії бічним юзом або, більш того, може почати обертатися навколо вертикальної осі.

На рис. 1, а приведена векторна діаграма сил, прикладених до переднього колеса під час руху трактора на повороті, яка відображає фізичну картину втрати стійкості при появі юза під колесами.

На рис. 1, б показані точки додатку векторних сил і моменту розвороту навколо вертикальної осі, а також лінійні координати  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  цих точок щодо центру мас в системі координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

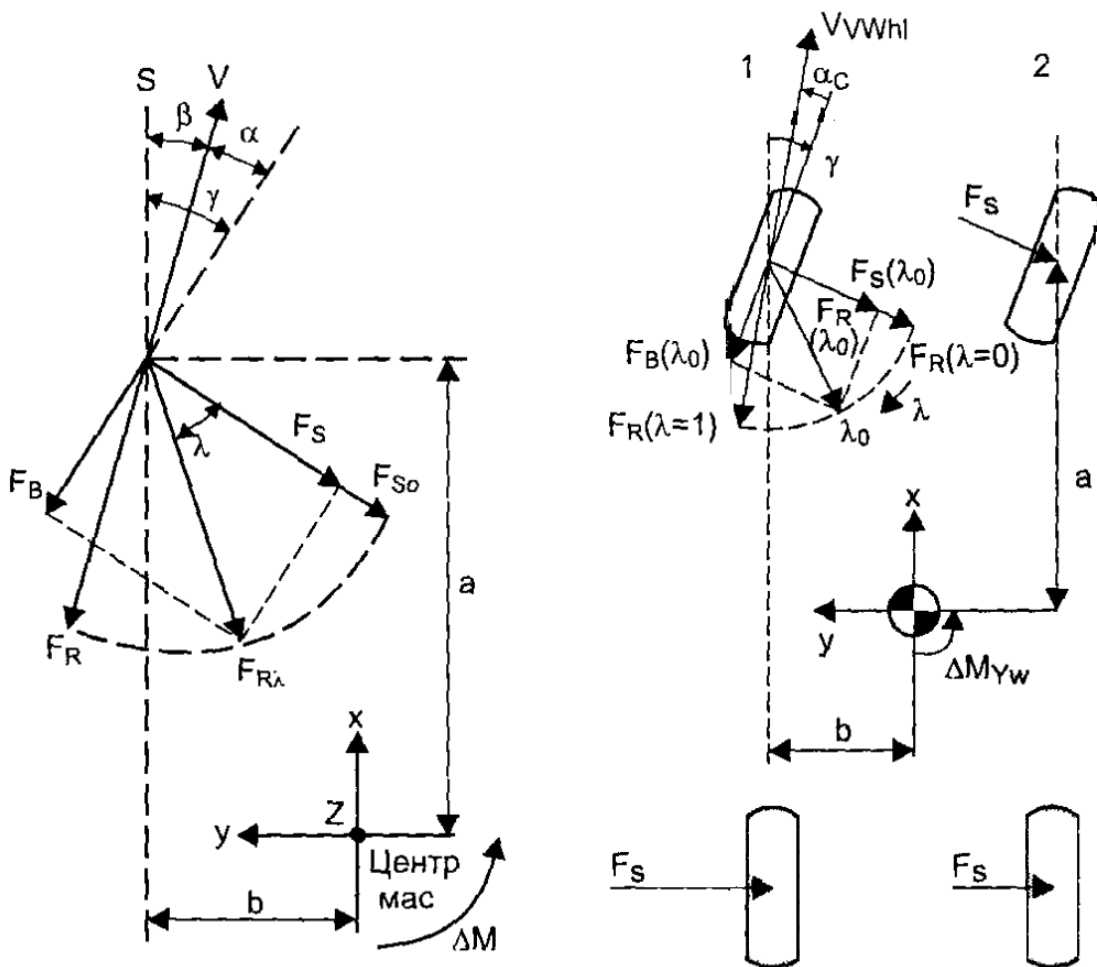


Рис. 1 – Сили, що діють на колеса трактора при повороті

На рис. 1 позначено:  $V$  - вектор швидкості руху трактора;  $S$  - подовжня вісь трактора;  $\gamma$  - кут повороту колеса щодо осі  $S$ ;  $\alpha$  - кут бічного відведення колеса від фактичного напрямку руху (від вектора  $V$ );  $\delta = (\gamma - \alpha)$  - кут бічного відведення трактора («кут рискання»);  $F_S$  - бічна сила що діє на вісь колеса;  $F_B$  - гальмівна сила колеса при його ковзанні по дорозі;  $F_R$  - результуюча сила бічного відведення колеса, що дорівнює векторній сумі гальмівної ( $F_B$ ) і бічної ( $F_S$ ) сил ( $F_R = F_S + F_B$ );  $\chi$  - кут між віссю колеса і напрямом його ковзання

Кут бічного відведення колеса виникає під впливом бічної сили коли еластична шина деформується в бічному напрямі, внаслідок чого вектор швидкості  $V$  трактора відхиляється від площини обертання колеса.

Збільшення бічної сили  $F_S$  є головною причиною збільшення кута  $\alpha$ . Відношення  $F_S/\alpha$  називається коефіцієнтом опору відведенню.

$K_v = F/\alpha$  (Н/град). Якщо кут  $\alpha$  досягає значень  $12...20^\circ$ , то бічна сила  $F_S$  на сухому асфальті стає рівній силі  $F$ , зчеплення шини колеса з опорною поверхнею ( $F = F_R$ ) і відведення колеса переходить в його бічне ковзання (юз). При дії на колесо подовжньої тягової сили  $F_L$  або гальмівної сили, коефіцієнт опору відведенню ( $K_v$ ) знижується. Якщо колесо нахилиється по вертикалі, у бік дії бічної сили, то кут відведення колеса збільшується, при зворотному напрямі сили  $F_S$  кут  $\alpha$  зменшується.

Коли під передніми колесами з'являється юз, кут  $\chi$ , що визначає напрям

ковзання, зростає і, залежно від зміни коефіцієнта ковзання  $S$  в межах  $0 < S < 1$ , змінює свою величину від  $0^\circ$  до  $90^\circ$ . При цьому за рахунок юза починає збільшуватися сила  $F$  гальмування колеса (без спрацьовування гальмівної системи), а бічна сила  $F_y$ , відповідно до векторної діаграми зменшується. Зміна напрямку ковзання (кут  $X$ ) при бічному юзі приводить до обертання результуючої сили  $F_R$  навколо вертикальної осі повороту колеса, що викликає перерозподіл сил  $F_L$ ,  $F$ ,  $F_s$  і утворення моменту  $M$  обертання кузова трактора щодо центру мас під впливом ковзання даного колеса. Ясно, що при бічному ковзанні  $S$ , близькому до одиниці, бічне відведення трактора перевищує критичне значення, внаслідок чого трактор стає некерованим. Сумарний момент обертання трактора навколо вертикальної осі дорівнює сумі моментів від кожного колеса окремо

Управляючи тяговими силами  $FD$  ведучих коліс і гальмівними силами  $F_B$  всіх чотирьох коліс, можливо добитися такого руху трактора на поворотах або на слизькій дорозі, при якому критичне значення сумарного моменту  $M_E$ , при якому кути бічного відведення центрів переднього і заднього мостів з'являються не під впливом бічного юза, а в результаті еластичного прогину шин всіх чотирьох коліс. У такому разі колеса не зриваються в юз і трактор залишається керованим. (Згідно ОСТУ 37.001.05186, керованість трактора — це його здатність точно слідувати повороту передніх коліс.) Функції автоматичного управління підгальмовуванням і тяговою силою коліс при повороті трактора на великій швидкості або при русі по слизькій дорозі виконує система управління курсовою стійкістю (система VDC).

Для забезпечення високої якості реалізації складних і точних рухів керування напрямком руху застосовуються методи інтелектуального управління (advanced intelligent control), які включають наступні функції комп'ютерного управління.

1. Управління процесом механічного руху модуля або багатовимірної системи в реальному часі з обробкою сенсорної інформації.

2. Організація управління функціональними рухами системи, яка припускає координацію управління механічним рухом системи і супутніми зовнішніми процесами.

3. Взаємодія з людиною-оператором через людино-машинний інтерфейс в режимах автономного програмування (off-line) і безпосередньо в процесі руху МС (режим on-line).

4. Організація обміну даними з периферійними пристроями, сенсорами і іншими пристроями системи.

Датчики вимірюють параметри роботи системи, для того, щоб визначити необхідну величину сигналу керування (кількість палива, що подається, момент запалювання і необхідна витрата повітря двигуном і тому подібне).

Сигнали з цих датчиків є вхідними параметрами для електронного блоку керування. Електронний блок керування використовує інформацію, що надходить на нього, від різних датчиків для того, щоб визначити оптимальну кількість упорскуваного форсунками палива, момент упорскування палива, а також визначити коефіцієнт корекції для встановлення необхідної частоти

обертання двигуна на даному режимі та напрям руху.

Відповідно до отриманих результатів розрахунків, електронний блок управління виробляє сигнали керування, і посилає їх до певних виконавчих пристроїв. Основним елементом системи управління є комп'ютер, швидкодія якого дозволяє відстежувати зміну стану керованого агрегату та дій водія.

Крім того, в програмі електронного блоку управління, є функції попереджувального регулювання подачею палива та напрямком руху, чого не може зробити найдосконаліший оператор. Електронний блок управління відстежує умови роботи агрегату, а потім, за допомогою закладеної програми, визначає необхідну величину дії управління.

На трактор, як стандартне устаткування, може бути встановлена система динамічної стабілізації курсової стійкості (СКС), що забезпечує поперечну стійкість трактора при будь-яких умовах під час руху. В основу її роботи покладено те, що бічне ковзання однієї з осей – це обертання трактора навколо його вертикальної осі. За допомогою датчиків, встановлених у визначених місцях трактора, СКС визначає його нестійке положення і стабілізує рух при заносі, при русі нерівною дорогою і т.д. Датчик швидкості обертання трактора навколо вертикальної осі – це основа СКС, але крім нього для функціонування системи необхідні й інші: датчик кута повороту рульового колеса, що дає інформацію про траєкторію руху, яка задається водієм; датчик швидкості обертання коліс (використовуються датчики АБС), що визначають швидкість руху; датчик поперечного прискорення трактора, що реєструє будь-яке бічне переміщення трактора (слід зазначити, що при одночасному ковзанні передньої і задньої осей обертання трактора відсутнє, датчик швидкості обертання «мовчить»), а з датчика поперечного прискорення сигнал надходить у блок керування (БК); датчик тиску гальмівної рідини, що повідомляв про гальмівне зусилля на окремих колесах трактора при роботі СКС.

Робота СКС здійснюється наступним чином: сигнали з датчиків надходять в електронний БК, зв'язаний за мультиплексною лінією з блоком керування двигуном і трансмісією, звідки він одержує поточні дані крутного моменту ДВЗ, положення педалі подачі палива і про увімкнену передачу. По цій же лінії СКС може коректувати роботу БК двигуна і БК трансмісії (при наявності такої) – наприклад, «порадити» трансмісії переключитися на зимовий режим роботи при русі трактора по слизькій поверхні. БК СКС постійно порівнює фактичне поведіння трактора з розрахунковим і, якщо він відхиляється від розрахункової траєкторії, СКС повертає його назад. Це робиться двома шляхами: точно розрахунковим гальмівним імпульсом, що прикладається до одного чи декількох коліс, або зменшенням крутного моменту двигуна. СКС виправляє помилки водія і стабілізує трактор у випадку бічного ковзання на мокрому, крижаному, гравійному чи будь-якому несприятливому покритті дороги при всіх режимах руху – гальмуванні, розгоні чи русі накотом.

Система адаптивного керування відрізняється від традиційної антиблокувальної системи, оскільки контролює не лише процес гальмування від початку натиснення на педаль і до повної зупинки тракторного агрегату, але

і процес руху. Система адаптивного керування (рис. 2) складається з наступних елементів: 1 - блок керування; 2 - гальмівний кран; 3 - модулятор передньої осі; 4 - модулятор задньої осі; 5 - датчик бічного прискорення; 6 - датчик ристання; 7 - датчик кута повороту рульового колеса; 8 - виключення стоп сигналу. 9 ... 12 - датчики частоти обертання коліс; 13 - діагностичний кабель; 14 - динаміка тракторного агрегату та поведінка оператора; 15 - електронна лампа на панелі приладів.

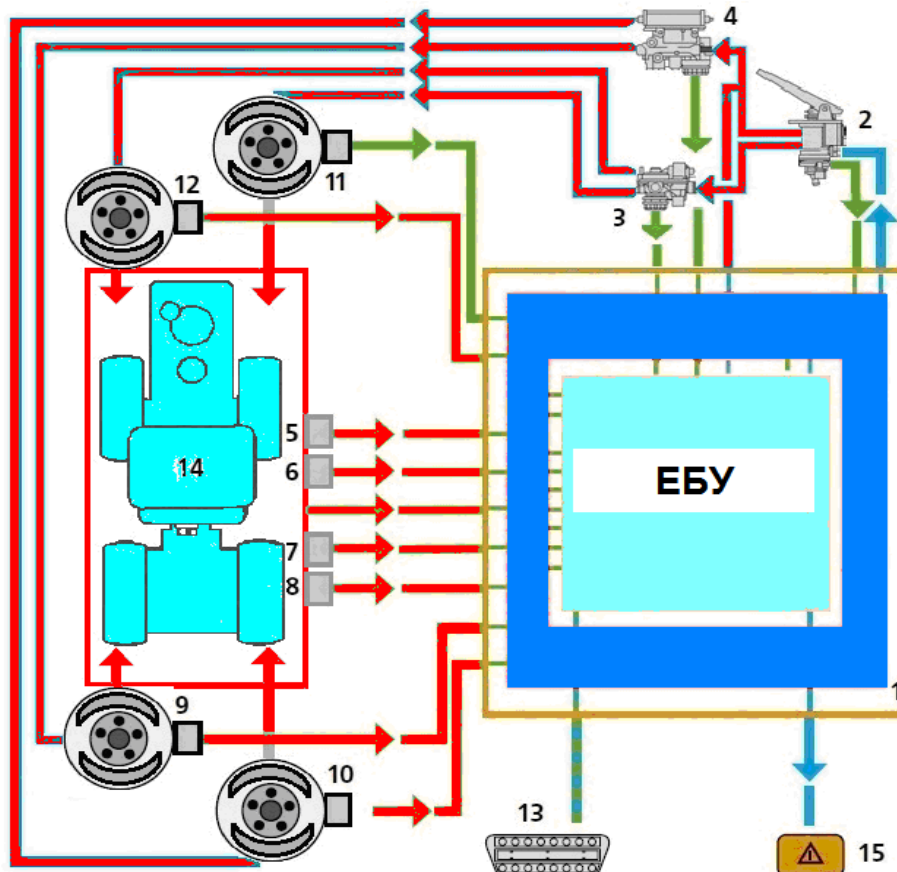


Рис. 2 – Інтелектуальна система адаптивного керування рухом трактора по заданій траєкторії

Блок керування аналізує сигнали внутрішніх і зовнішніх датчиків і управляє модулями регулювання тиску передньої і задніх осей. До зовнішніх датчиків відносяться датчики швидкості коліс.

Внутрішні датчики включають датчики положення гальмівної педалі в підпедальному крані, датчики тиску в модулях керування тиском. Але в інтелектуальній системі автоматичного керування основна відмінність полягає в наявності інтегрованої системи керування стійкістю, що має на увазі наявність додаткового блоку керування, датчиків повороту рульового колеса, поперечного прискорення і крутного моменту.

Основною особливістю системи керування стійкістю є її функціонування не в процесі гальмування, а в процесі криволінійного руху, тобто активний вплив на динаміку руху. Блок керування системи адаптивного керування,

використовуючи показники датчиків повороту рульового колеса і датчиків кутової швидкості коліс, розраховує теоретичні показники динаміки руху і порівнює їх з показниками датчиків крутного моменту і поперечного прискорення.

Принцип роботи даної системи наступний. Датчики частоти обертання коліс безперервно передають значення швидкості кожного колеса. Сигнал від датчика кута повороту рульового колеса передається по шині (CAN) у блок керування. Уся ця інформація аналізується модулем керування для розрахунку напрямку руху, заданого рульовим керуванням і розпізнає поведінку трактора. Датчик бічного прискорення повідомляє блоку керування про бічний рух трактора, тоді як датчик рискання сигналізує про появу крутного моменту. За даними цих двох датчиків блок керування визначає поточний стан трактора. Якщо поточний стан відмінний від заданого, то прораховується цикл керування. Система стабілізації руху визначає яке колесо має бути пригальмовано і наскільки різко. Після цього система перевіряє, наскільки вдалим було втручання, на основі даних від датчиків.

Цикл керування завершується при успішному результаті втручання, і система керування переходить до стеження за поведінкою трактора. Якщо стійкість руху не відновлена, то цикл керування повторюється.

Для оцінки ефективності системи адаптивного керування проводилися теоретичні та модельні дослідження руху трактора під час маневру зміни траєкторії. Порівнювалися два однотипні трактори, один з яких обладнаний системою VDC. Маневр здійснювався шляхом різкого повороту рульового колеса в позитивну і негативну сторони з кроком  $90^\circ$ . Були прийняті наступні початкові умови експерименту: швидкість трактора 30 км/год, положення педалей управління гальмом і акселератором під час маневру не змінювалося; поверхня дороги однорідна.

Результати досліджень з використанням системи показують, що швидкість рискання і кут бічного відведення трактора швидко досягають великих значень і водій повинен швидко цьому протидіяти. Після чергового маневру рульовим колесом швидкість рискання та кут бічного відведення трактора знову швидко змінюються і знову виникає необхідність у втручанні.

На рисунку 3, а показані порівняльні значення найбільш важливих змінних величин, аналіз яких здійснювався в процесі моделювання: кут повороту рулюючої (град.), швидкість рискання (град/с), бічне прискорення ( $\text{м/с}^2$ ), кут бічного відходу трактора (град.). На рисунку 3, б показана модельована траєкторія руху тракторів.

Після першої вхідної дії поворотом рульового колеса на  $90^\circ$  звичайний трактор показує виникаючу нестійкість, яка виникає внаслідок затримки появи бічної сили на задніх колесах (в порівнянні з передніми). При зміні кута повороту рульового колеса в протилежному напрямі, швидкість рискання і кут бічного відведення швидко збільшуються, стабільність трактора не відновлюється, і трактор продовжує з'їжджати з заданої траєкторії.

Після першої вхідної дії поворотом рульового колеса трактор з системою VDC також проявляє деяку нестійкість. Але при цьому система VDC формує

гальмівний момент, прикладений до першого переднього колеса, що приводить до повороту результуючої сили на цьому колесі і як наслідок, — до уповільнення зростання швидкості ризику та кута бічного відведення (рис. 3, а). Трактор утримується від зносу. Після другої входної дії поворотом рульового колеса (рис. 3, а) швидкість ризику змінює свій знак, а система VDC формує гальмівний момент на лівому передньому колесі, внаслідок чого трактор знову стабілізується.

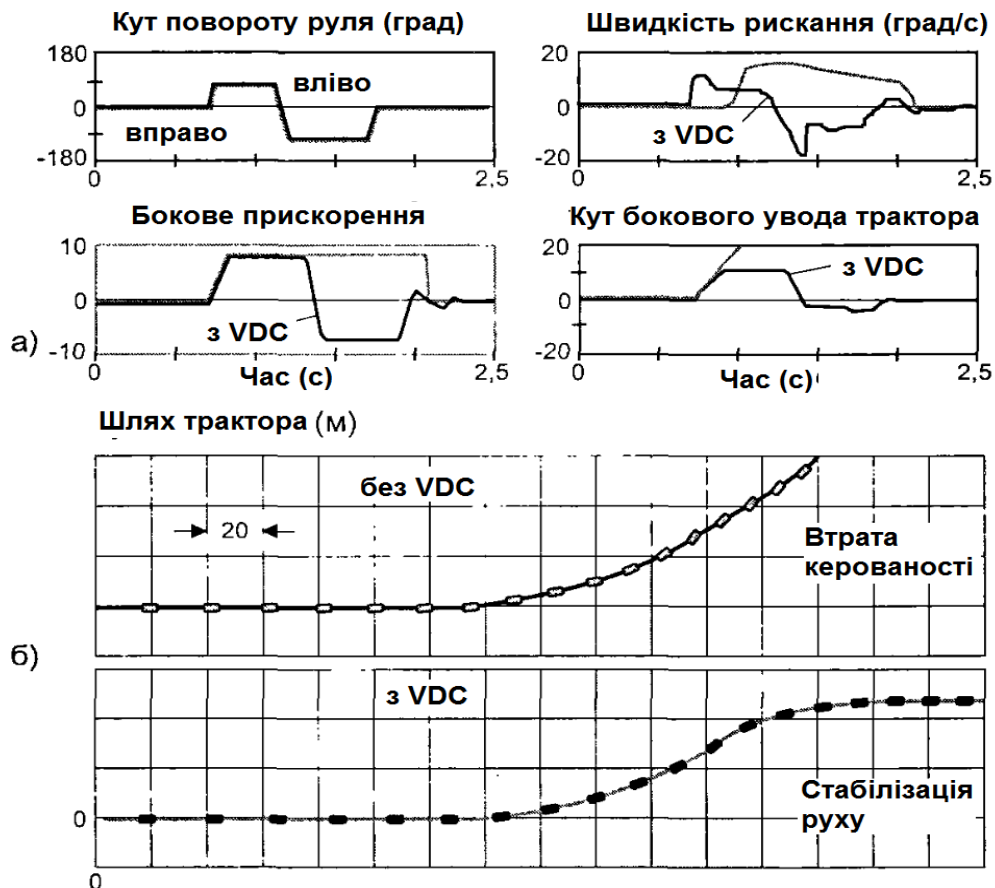


Рис. 3 - Дослідження руху трактора з системою адаптивного керування при різкій зміні напрямку руху

**Висновки.** Традиційне рульове керування, що реалізовує кінематичний спосіб керування поворотом, не забезпечує необхідних показників маневреності колісних тракторів класичної компоновки. Тим самим виникає необхідність використання комбінованого способу повороту, при якому керовану колісну машину і водія слід розглядати як замкнуту систему автоматичного керування з внутрішніми функціональними зв'язками.

Застосування системи адаптивного керування є одним із засобів поліпшення властивостей маневреності колісних тракторів, що мають зміщений до задньої осі центр мас (мале навантаження на керовані колеса). Для його ефективного застосування необхідно автоматично узгодити кут повороту керованих коліс і різницю дотичних реакцій на ведучих колесах.

Запропонований спосіб керування поворотом забезпечує більш високі, порівняно з кінематичним способом, показники керованості. Застосування



комбінованого способу керування, у порівнянні з кінематичним, дозволяє значно зменшити радіус повороту (збільшити кутову швидкість) МТА.

### Список використаних джерел

1. Подригало М.А., Бобошко А.А. Синтез законов рационального управления поворотом колесной машины // Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета. Вып. 15 - 16. - Харьков: Изд-во ХНАДУ. - 2001. - с. 143 - 145.
2. Подригало М., Гречко Л., Бобошко О. Підвищення маневреності колісних тракторів // Машинознавство. - 1999. - № 10. - с. 55 - 58.
3. Fuchs L, «Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt», VD1- Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 184, 2003.
4. Van Zanten A. T., Krauter A. L, «Optimal Control of the Tractor-Semitrailer Truck», Vehicle System Dynamics, 7 (2008), pp. 203—231
5. HeeB G., van Zanten A.T., «System approach To Vehicle Dynamics Control». Fisita 1988, Nr. 885107, Detroit, pp. 2.109-2.121.

### Аннотация

#### **ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ КОМБИНИРОВАННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СИСТЕМА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ**

Макаренко Н.Г., Кулаков Ю.Н., Макаренко А.Н.

*Приводятся результаты исследований по повышению на маневровых качеств комбинированных сельскохозяйственных агрегатов на базе тракторов использованием интеллектуальной системы адаптивного управления.*

### Abstract

#### **INCREASE MANEVENENCE COMBINED AGRICULTURAL AGGREGATES USING THE INTELLECTUAL ADAPTIVE CONTROL SYSTEM**

N. Makarenko, Y. Kulakov, A. Makarenko

*The results of studies on increasing the maneuverability of combined agricultural units based on tractors using the use of the intellectual system of adaptive control are presented.*

## КЕРОВАНІСТЬ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ

Колеснік І.В., к.т.н., асис., Лупенко В.В., студент

*Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка*

*В роботі обґрунтовано критерій керованості трактора на транспортних роботах, оцінюваний за інтенсивністю прирощення кута повороту керованих коліс трактора до зміни кута повороту рульового колеса.*

**Вступ.** Трактори при виконанні транспортних робіт рухаються за прямолінійною або криволінійною траєкторією, кривизна якої безперервно змінюється [2]. Під траєкторією трактора розуміється траєкторія, що описується його центром мас. Прямолінійний рух можна розглядати як окремий випадок криволінійного, коли кривизна траєкторії дорівнює нулю (радіус кривизни траєкторії дорівнює нескінченності). Рух з кривизною траєкторії, яка не дорівнює нулю) прийнято називати поворотом.

Особливістю повороту (криволінійного руху) трактора є непаралельне переміщення будь-яких двох його точок, які мають різні за значенням або напрямку швидкості руху. При цьому ширина проїзної частини дороги в горизонтальній площині визначає коридор руху.

Серед експлуатаційних властивостей тракторів на транспортних роботах керованість – найважливіший показник якості, який визначає безпеку транспортних перевезень. Керованість – властивість трактора підкорятися діям водія по збереженню заданого напрямку руху або змінювати його відповідно до впливу на рульове керування.

**Результати досліджень.** Дослідженню керованості тракторів присвячено значну кількість робіт [3-6], в яких розглянута керованість трактора як складна експлуатаційна властивість, що включає в себе більш прості (основні) властивості: легкість управління, ступінь повороткості, стійкість.

При цьому під легкістю управління трактора розуміється його здатність не чинити значного опору керуючим впливам; ступінь повороткості відображає властивість трактора відхилитися від напрямку руху, що визначається положенням керованих коліс; стійкість характеризує здатність трактора зберігати рівновагу або відхилення від заданого закону руху в допустимих межах при дії збурень.

У даних роботах в динамічних і математичних моделях, розроблених для оцінки керованості трактора, не розглядаються періодичні відхилення керованих коліс при безперервному їх коригуванні при прямолінійному русі трактора. При цьому трактор отримує одиничне або періодичне кінематичне збурення, що викликає поперечні коливання в горизонтальній площині, при яких можлива втрата стійкості руху тракторного поїзда.

У роботі [7] розглядається рух трактора зі швидкістю  $v$  по горизонтальній поверхні прямолінійно з переходом до періодично змінного

радіусу  $R$  за рахунок повороту керованих коліс на кут  $\theta(t)$  за період часу  $T_o$  з відповідною зміною курсового кута  $\varphi(t)$  та бокового зміщення  $Y_s(t)$  відносно середнього вектора руху (рис. 1).

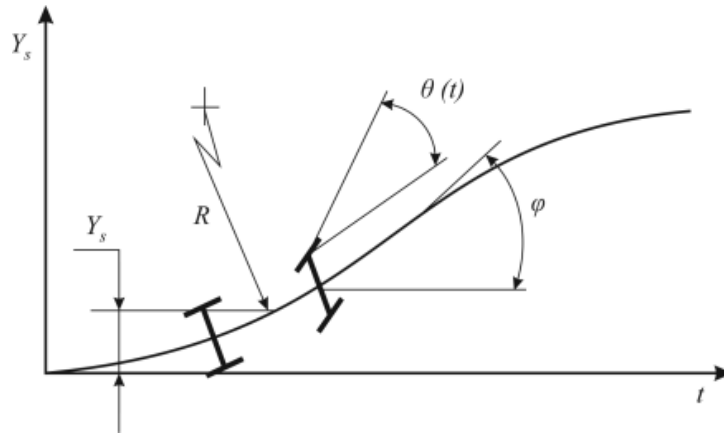


Рис. 1 – Схема руху трактора при короткочасному впливі на рульове керування

Для даного руху зі швидкістю  $v$  трактора з поздовжньою базою  $L$  запропонована залежність для розрахунку бокового зміщення за період  $0 \leq t \leq T_o$  :

$$Y_s = \frac{v^2 \theta_o T_o}{2\pi L} \left( t - \frac{T_o}{2\pi} \sin \frac{2\pi t}{T_o} \right). \quad (1.1)$$

При  $T_o \leq t \leq 2T_o$  маємо  $Y_s(t) = Y_s(2T_o - t)$ . Зі збільшенням  $t$  процес повторюється з аргументом  $(t - 2T_o)$  і т.п. Співвідношення амплітуд розглянутих величин буде наступним:

$$S_o = v^2 \theta_o T_o^2 / (2\pi L); \quad Q_o = 2\pi L S_o / (v^2 T_o^2);$$

$$\varphi_o = 2S_o / (v T_o).$$

Наприклад, для колісного трактора МТЗ-82 при русі на максимальній швидкості 33 км/год (9,2 м/с) при амплітуді коливань керованих коліс  $Q_o = 0,3^\circ \approx 0,00524$  рад і періоді їх відхилення при короткочасному впливі на рульове колесо  $T_o = 1$  бокове зміщення трактора за один період дорівнює  $S_o = 0,029$ . При транспортуванні трактором МТЗ-82 причепа з вантажем, при якому на задню вісь трактора припадає 80 % маси тракторного поїзда, коридор руху збільшується більш ніж у 6 разів відносно кінематично заданого.

Таким чином, при зміні маси вантажу, що перевозиться трактором на транспортних роботах, істотно змінюється коридор руху, що необхідно враховувати при розробці і експлуатації рульових керувань тракторів.

Автори багатьох досліджень [6, 7] зазначають, що хоча поняття керованості колісної машини і вплив на її основні конструктивні і експлуатаційні фактори визначені достатньо повно, єдиного оціночного показника і критерію керованості немає (табл. 1).

Таблиця 1 – Критерії оцінки керованості колісних машин [8]

№ п/п	Критерій	Позначення	Формула для розрахунку	Властивості маневреності
1	Узагальнений критерій Фаробіна Я.Є.	$Y_{B M}$	$Y_{B M} = \alpha_1 \frac{V_s}{V_{\max}} + \alpha_2 \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_s} + \alpha_3 \frac{E_{\text{пр}}}{E_s}$	Керованість
2	Критерій керованості Смірнова Г.А.	$Y_M$	$Y_M = \frac{\mu z}{t_n}$	Керованість
3	Кутове прискорення повороту машини	$\frac{dw}{dt}$		Керованість
4	Передавальна функція системи	$W(P)$	$W(P) = \frac{\Delta\psi}{\Delta\alpha_{p.x.}}$	Керованість

В даній таблиці прийняті наступні позначення:

$\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3$  – вагові показники в формулі Фаробіна Я.Є. ( $\alpha_1 = 0,6; \alpha_2 = 0,2; \alpha_3 = 0,2$ );

$V_s, Q_s, E_s$  – швидкість машини, витрата палива, енерговитрати (які визначаються зусиллям на рульовому колесі і переміщенням його) при проходженні спеціальної траси для оцінки керованості;

$V_{\max}, Q_{\max}, E_{\max}$  – такі самі показники, що визначаються на горизонтальній, прямолінійній, твердій дорозі;

$z$  – запас стійкості;

$t_n$  – час реакції машини по кутовій швидкості повороту або боковому прискоренні на керуючий вплив;

$\psi$  – курсовий кут машини (кут між вектором швидкості центру мас машини і початковим його напрямком);

$d_{p.x.}$  – кут повороту рульового колеса.

В критерії керованості Смірнова Г.А. [8] чутливість машини до повороту оцінюється по залежності  $\mu = dk / d\alpha_{p.k.}$ , де  $k$  - кривизна траєкторії руху.

Аналіз критеріїв керованості колісною машиною показує, що більшість з них базується на аналізі прискорень її руху на повороті (критерій Смірнова Г.А.), зміщення центра мас (критерій Закіна Я.Х.) і т.п. Можна припустити, що прискорення є визначальним (найбільш значимим) параметром оцінки керованості трактора [1]. Необхідно також відмітити, що відомі критерії оцінки керованості колісних машин базуються на номінальних параметрах технічного стану їх елементів, наприклад, рульових керувань. Проте, відомі роботи, в яких підтверджено, що для тракторів типу ЮМЗ-6КМ і МТЗ-80 зношення елементів їх рульового керування не тільки значно погіршує умови праці водіїв, збільшуючи зусилля на рульовому колесі трактора до 120 Н, але і істотно знижує безпеку трактора при транспортуванні, збільшуючи зону його некерованого вибігу з 0,7 м до 4 м.

Рішення проблеми забезпечення працездатного стану гідрооб'ємного рульового керування при експлуатації пов'язано з технічним діагностуванням, метою якого є виявлення відмов і несправностей на ранніх стадіях їх розвитку.

**Висновок.** Проблема забезпечення руху трактора на транспортних роботах в коридорі руху, який задано кінематично, за результатами досліджень більшості науковців істотно залежить від технічного стану рульового керування, змінної маси транспортного агрегату, періодичності впливу на рульове колесо трактора і т. п. Дана проблема не вирішена в напрямку підвищення функціональної точності руху трактора на транспортних роботах.

### Список використаних джерел

1. Колесник І.В. Оціночні показники руху трактора на транспортних роботах / І.В. Колесник // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції-форуму «Розумна агротехніка для ефективного землеробства». – Харків, ХНТУСГ, 2016. – С. 27 – 28.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
3. Лебедев А.Т. Оценка управляемости мобильных машин методом парциальных ускорений / А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кот // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, Т.7, С. 65-72.
4. Артьомов М.П. Оцінка керованості мобільних машин за допомогою передатних функцій / Н. П. Артемов // Техніка і технології АПК. – 2011. № 5 (20), С. 31-33.
5. Lianguo Xie and Paul W. Claar // Iowa State Unit Agricultural Enging. Dept. Simulation of Agriculktural Tractor. – Trailer System Stability. SAE Prepr. # 851530, 1985, 14 p.
6. Ходес И.В., Победин А.В., Колосов И.В. Оценка управляемости двухосной колесной машины / И.В. Ходес, А.В. Победин, И.В. Колосов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004, № 2, С. 15-18.
7. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов // – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
8. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов // – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

### Аннотация

#### УПРАВЛЯЕМОСТЬ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Колесник И.В., Лупенко В.В.

*В работе ообтунтовано критерий управляемости трактора на транспортных работах, оцениваемый по интенсивности приращение угла поворота управляемых колес трактора к изменению угла поворота рулевого колеса.*

### Abstract

#### DE TRAFFIC CONTROLLABILITY IN TRANSPORT WORKS

I. Kolesnik, V. Lupenko

*In the work, the criterion of tractor controllability in transport operations, measured by the intensity of the increment of the angle of rotation of the steering wheels of the tractor to a change in the angle of rotation of the steering wheel, is presented.*

## АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМ ПІДЖИВЛЕННЯ РОСЛИН ДВООКИСОМ ВУГЛЕЦЮ НА ВИРОБНИЧИЙ ПЕРСОНАЛ ТЕПЛИЦЬ

**Бойко А.І., д.т.н., проф.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**Савченко Л.Г., к.і.н., асист., Савченко В.М., к.т.н. доц.**

*Житомирський національний агроекологічний університет*

*Робота в промислових теплицях відрізняється від інших галузей специфікою ведення технологічних процесів і характеризується впливом на працівників комплексу несприятливих факторів. Мета дослідження полягає в оцінці кліматичних параметрів і вмісту вуглекислого газу в промислових теплицях, а також їх впливу на персонал. В роботі досліджено вплив технічного стану систем підживлення рослин двоокисом вуглецю на виробничі процеси. Доведено, що пошук раціональних схем керування мікрокліматом має великий науковий і практичний інтерес, що полягає у створенні оптимальних параметрів мікроклімату спрямованих на підвищення якості рослин, які вирощуються в умовах захищеного ґрунту. З урахуванням вищезазначеного необхідно проектувати об'єкти з технологічним оснащенням високої надійності. Система підживлення рослин двоокисом вуглецю (CO<sub>2</sub>) відноситься до систем акселерації росту. Вона є невід'ємною складовою комплексної системи керування технологічними процесами та основним джерелом підвищення урожайності рослин в умовах захищеного ґрунту. Система розподілу CO<sub>2</sub> призначена для адресного підживлення рослин газоповітряною сумішшю вуглекислого газу та дозволяє забезпечити підтримку концентрації CO<sub>2</sub> в об'ємі культиваційної споруди на рівні 400 - 1000 ррт. При експлуатації систем подачі CO<sub>2</sub> від водогрійного котла через економайзер виникає проблема в якісному відділенні CO<sub>2</sub> від димових газів, адже разом з димовими газами надходить CO, NO<sub>x</sub> і SO<sub>2</sub>, що негативно впливає як на рослини так і на здоров'я виробничого персоналу теплиці. В роботі доведено, що особлива увага повинна приділятися фізичним основам формування відмов тепличного обладнання, а саме вивчення відмов в технологічних системах індустріальних теплиць, в наслідок їх специфіки, може формувати окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме підвищенню надійності обладнання.*

**Ключові слова:** *Захищений ґрунт, мікроклімат, технічний стан, вуглекислий газ, виробничий персонал*

**Постановка проблеми.** Вуглекислий газ є природним компонентом атмосфери, його нормальний вміст в повітрі населених місць зазвичай становить 0,03-0,04% об. Система підживлення рослин двоокисом вуглецю (CO<sub>2</sub>) відноситься до систем акселерації росту. Вона є невід'ємною складовою

комплексної системи керування технологічними процесами та основним джерелом підвищення урожайності рослин в умовах захищеного ґрунту. Система розподілу CO<sub>2</sub> призначена для адресного підживлення рослин газоповітряною сумішшю вуглекислого газу та дозволяє забезпечити підтримку концентрації CO<sub>2</sub> в об'ємі культиваційної споруди на рівні 400 - 1000 ppm. [1] Доведено, що пошук раціональних схем керування підживленням рослин CO<sub>2</sub>, як складової системи керування мікрокліматом має великий науковий і практичний інтерес, що полягає у створенні оптимальних параметрів мікроклімату спрямованих на підвищення якості рослин, які вирощуються в умовах захищеного ґрунту. З урахуванням вищезазначеного необхідно проектувати об'єкти з технологічним оснащенням високої надійності, експлуатація яких є цілком безпечною для виробничого персоналу в промислових теплицях.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідження проведене Дж. Пенг та Л. Дан [10] дозволили статистично продемонструвати значні позитивні співвідношення між скаргами, такими як сухість у горлі та подразнення слизових оболонок, а також збільшення концентрації CO<sub>2</sub> навіть у концентраціях нижче 1000 ppm. Ці ж дослідження показали, що витрати на вирішення проблем, що виникають внаслідок несприятливого внутрішнього клімату, часто є вищими для роботодавця, власника будівлі та суспільства, ніж витрати на енергію для підтримання оптимального мікроклімату. Було також доведено, що відповідна внутрішня якість мікроклімату може покращити загальну продуктивність роботи та навчання, а також знизити відсоток людей, що відчувають себе «не комфортно».

Робота в промислових теплицях відрізняється від інших галузей специфікою ведення технологічних процесів і характеризується впливом на працівників комплексу несприятливих факторів. Вплив культиваційних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату при вирощуванні продукції захищеного ґрунту розглянуті в роботі [8]. В роботі [7] проведено комплексні гігієнічні дослідження умов праці виробничого персоналу промислових теплиць, оцінено ступінь шкідливості і небезпеки несприятливих факторів робочого середовища, дана комплексна гігієнічна оцінка впливу мікроклімату, вивчено стан здоров'я овочівників за даними періодичних медичних оглядів.

В роботі [2] розглянуті проблеми забезпечення надійності та довговічності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту. В роботі [2] доведено, що особлива увага повинна приділятися фізичним основам формування відмов тепличного обладнання, а саме вивчення відмов в технологічних системах індустріальних теплиць, в наслідок їх специфіки, може формувати окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме підвищенню надійності обладнання.

**Мета дослідження** полягає в оцінці кліматичних параметрів і вмісту вуглекислого газу в промислових теплицях, а також їх впливу на персонал.

**Виклад основного матеріалу.** Низька якість повітря в виробничих приміщеннях входить до п'ятірки найважливіших проблем охорони здоров'я [8] за даними великих асоціацій та агентств у всьому світі. Недавні дослідження стверджують, що більше третини промислових будівель в Україні мають

проблеми з якістю повітря. Зазвичай повітряні інспекції проводяться у виробничих приміщеннях, на шахтах або лікарнях [4], і менше уваги приділяється стану забруднення повітря в галузі вирощування продукції рослинництва захищеного ґрунту.

Вміст  $\text{CO}_2$  розглядається як провідний параметр для оцінки забруднення повітря, оскільки збільшення концентрації  $\text{CO}_2$  в культивативній споруді співпадає з підвищенням інтенсивності запахів, що виникає внаслідок обміну речовин людини та і як наслідок процесу фотосинтезу рослин. Таким чином, вміст  $\text{CO}_2$  у повітрі культивативної споруди залежить від інтенсивності використання приміщення виробничим персоналом та питомої густини рослин в теплиці. Тому що вміст  $\text{CO}_2$  є також базовим значенням для інших областей регулювання, таких як планування розмірів систем вентиляції та кондиціонування повітря, або для інструкцій з вентиляції в природно вентильованих культивативних споруд, таких як індустриальні тепличні комплекси.

Останні дослідження показали, що збільшення рівня вуглекислого газу, крім його впливу на мікроклімат культивативної споруди, матиме певне токсичний вплив на здоров'я виробничого персоналу. При порівняно низьких концентраціях, вище 0,1%, вуглекислий газ в приміщенні є токсичним газом, оскільки під його впливом відбуваються біохімічні зміни в крові людини, такі, як ацидоз, який веде до порушення в роботі всього організму людини. Підвищена концентрація вуглекислого газу впливає на здоров'я через зниження рН крові, що викликає утруднення дихання, почастишання пульсу, головний біль, погіршення слуху, слабкість і втому. Більш того, встановлено, що збільшення концентрації вуглекислого газу в атмосфері може викликати ембріональні ненормальності плода [0; 5].

В приміщеннях, що використовуються, концентрація  $\text{CO}_2$  залежить, від наступних чинників:

- кількість людей в культивативній споруді, об'єм споруди;
- активність людей в споруді;
- тривалість знаходження виробничого персоналу в культивативній споруді;
- наявність процесів в теплиці;
- обмін повітря та об'єм потоку свіжого повітря.

Розрізняють декілька видів систем подачі  $\text{CO}_2$  [1]:

- Система подачі  $\text{CO}_2$  від водогрійного котла через економайзер, установку подачі  $\text{CO}_2$  і систему трубопроводів.
- Система подачі рідкого  $\text{CO}_2$  з резервуара через компресор по трубопроводах.
- Система подачі  $\text{CO}_2$  за допомогою системи пальників змонтованих безпосередньо в теплиці.

При експлуатації систем подачі  $\text{CO}_2$  від водогрійного котла через економайзер виникає проблема в якісному відділенні  $\text{CO}_2$  від димових газів, адже разом з димовими газами надходить  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  і  $\text{SO}_2$ , що негативно впливає як на рослини так і на здоров'я виробничого персоналу теплиці. Вміст шкідливих домішок всередині культивативної споруди в свою чергу залежить від технічного стану і надійності роботи газового пальника, а саме правильного співвідношення газ-повітря. Для резервування роботи газового пальника необхідно встановлення в систему підживлення рослин двоокисом вуглецю



детектора CO NO, який забезпечить захист від дозування шкідливих домішок якщо палик вийде з робоздатного стану.

Контроль поточної і підтримання оптимальної концентрації вуглекислоти в теплиці забезпечується системою контрольно-вимірювальних приладів і автоматики, що входять до комплексної системи керування мікрокліматом (рис.1) [1], яка автоматично змінює режим роботи та контролює роботу складових системи залежно від змін фактичної концентрації вуглекислоти в теплиці до оптимальної.

Інформація від встановлених в теплиці контрольно-вимірювальних приладів надходить на головний комп'ютер керування мікрокліматом, з якого на виконавчі механізми подаються команди включення та/або відключення та/або регулювання подачі оптимальної концентрації газоподібної вуглекислоти необхідної для вирощування продукції рослинництва в умовах захищеного ґрунту.

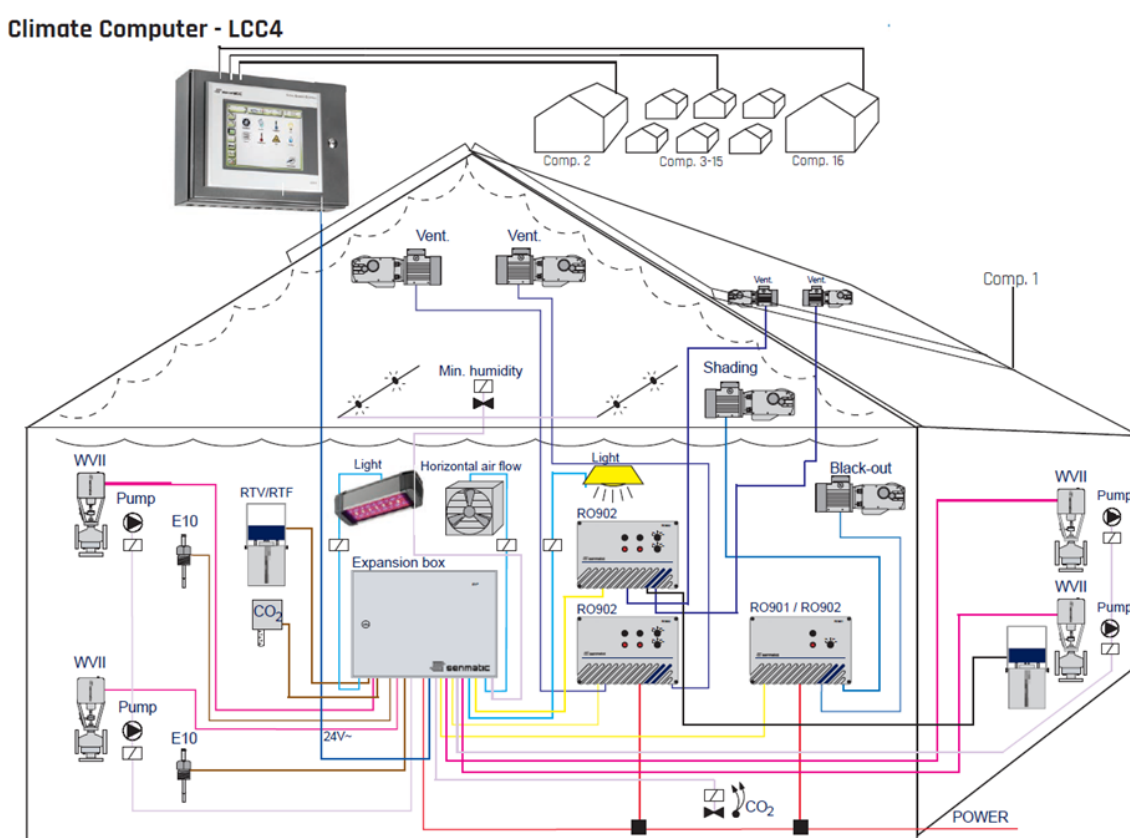


Рис. 1. Комплексна система керування мікрокліматом (Senmatic, Данія) [1]

У Європі існує ціла низка оціночних значень концентрації CO<sub>2</sub> в приміщенні. У Німеччині величина CO<sub>2</sub> в обсязі 0,15 об.% (= 1500 ppm) застосовується як гігієнічне керівне значення відповідно до DIN 1946, частина 2. Допустимі значення для CO<sub>2</sub> були опубліковані Комісією з внутрішньої гігієни повітря (IRK) Федерального міністерства Навколишнього середовища та Державної служби охорони здоров'я.

Ряд європейських країн опублікували керівні принципи та рекомендації щодо вентиляції промислових приміщень, які містять положення щодо обмеження концентрації CO<sub>2</sub> у приміщеннях. У Фінляндії максимально дозволена концентрація CO<sub>2</sub> у повітрі в промислових приміщеннях в звичайних

погодних умовах встановлюється до 1200 ppm.

У Данії, відповідно до рекомендацій органу з охорони праці, концентрація діоксиду вуглецю в промислових приміщеннях не повинна перевищувати 1000 ppm. Якість повітря описується як недостатня, коли концентрація CO<sub>2</sub> перевищує значення 2000 ppm кілька разів на день протягом короткого часу.

На робочих місцях, де поширюються вимоги Директиви щодо небезпечних речовин, концентрації CO<sub>2</sub> повинні не перевищувати 5000 ppm відповідно до TRGS 900.

Проаналізувавши європейський норматив для повітря [9], пропонуємо таку класифікацію якості повітря, наведену в табл. 1. Вуглекислий газ є хорошим індикатором біологічних виділень. Класифікація за концентрацією вуглекислого газу широко застосовується для приміщень, в яких знаходиться виробничий персонал.

Таблиця 1 - Класифікація якості повітря за змістом вуглекислого газу

Рівень вуглекислого газу, % об.	Фізіологічний прояв
0,038-0,04	Ідеальний для здоров'я і гарного самопочуття
0,04-0,06	Нормальна кількість повітря.
0,06-0,10	З'являються скарги на якість повітря. У людей, які страждають на астму, можуть частішати напади.
вище 0,10	Загальний дискомфорт, слабкість, головний біль, концентрація уваги падає на третину. Може призвести до негативних змін в крові, також можуть з'явитися проблеми з дихальною і кровоносною системою.
вище 0,20	Кількість помилок в роботі сильно зростає, 70% співробітників не можуть зосередитися на роботі.

**Висновки.** Таким чином, вміст вуглекислого газу вище 0,1% має негативний вплив на здоров'я виробничого персоналу так і на якість продукції що вирощується. Для визначення якості виробничих приміщень необхідно провести дослідження при різних умовах вентиляції за допомогою високоточної газоаналітичної апаратури і перевірити, чи пов'язаний дискомфорт зі збільшенням вмісту вуглекислого газу понад 0,1%.

**Перспективою подальших досліджень** є вплив технічного стану систем постачання двоокису вуглецю в зону вирощування рослин, як складової системи керування мікрокліматом, на виробничий персонал промислових теплиць при оцінці професійного ризику.

### Список використаних джерел

1. Бойко А.І. Вплив технічного стану систем підживлення рослин двоокисом вуглецю на виробничі процеси / А.І.Бойко, В. М. Савченко, Л.Г. Савченко // Крамаровські читання : зб. тез доп. VI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 лют. 2019. – К. : НУБіП, 2019. – С. 311–313.
2. Бойко А. І. Проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК України / А. І. Бойко, В. М. Савченко, В. В. Крот // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – № 6. – С. 200–203.
3. Гурина И. В. Безопасный уровень углекислого газа требует ревизии / И.

- В. Гурина // Экологический вестник России. - 2008, - №10, - С. 54-59.
4. ДБН В.2.6-31:2006. Державні будівельні норми України. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. - Київ: Міністерство будівництва, архітектури та житлово- комунального господарства України, 2006. - 69 с.
  5. Робертсон Д. С. О том, как влияет растущий уровень CO<sub>2</sub> в атмосфере на организм человека / Д. С. Робертсон // Сантехника, Отопление, Кондиционирование. - 2008, - №4, - С. 32-39.
  6. Савченко Л.Г. Аналіз впливу мікроклімату в промислових теплицях на виробничий персонал/ В.М. Савченко, Л.Г. Савченко // Інженерія природокористування – 2018. – №2(10). – С. 122 – 129
  7. Савченко В. М. Вплив культиваційних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату при вирощуванні продукції захищеного ґрунту / В. М. Савченко, В. В. Крот // Крамаровські читання : зб. тез доп. II міжнар. наук.-техн. конф., 3 квіт. 2013. – К. : НУБіП, 2013. – С. 72–74.
  8. Санітарно-епідеміологічна оцінка використання системи вентиляції "Lossnay" в багатоквартирних житлових будинках / Акіменко В. Я. та ін. // Гігієна населених місць. - 2013. - № 61. - С. 47–53
  9. EN 13779:2007. Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for ventilation and roomconditioning systems. - Brussels, 2007. - 72 p.
  10. Peng, J., Dan, L. Impacts of CO<sub>2</sub> concentration and climate change on the terrestrial carbon flux using six global climate-carbon coupled models // Ecological Modelling Volume 304, June 04, 2015, - pp. 69-83.

## **Аннотация**

### **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СИСТЕМ ДЛЯ ПОДКОРМКИ РАСТЕНИЙ ДВУОКИСЬЮ УГЛЕРОДА НА ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ПЕРСОНАЛ ТЕПЛИЦ**

Бойко А.И., Савченко Л.Г, Савченко В.М.

*Работа в промышленных теплицах отличается от других отраслей спецификой ведения технологических процессов и характеризуется влиянием на работников комплекса ряда неблагоприятных факторов. Цель исследования заключается в оценке климатических параметров и содержания углекислого газа в промышленных теплицах, а также их влияния на персонал. В работе исследовано влияние технического состояния систем подкормки растений двуокисью углерода на производственные процессы. Доказано, что поиск рациональных схем управления микроклиматом имеет большой научный и практический интерес, заключающийся в создании оптимальных параметров микроклимата направленных на повышение качества растений, которые выращиваются в условиях защищенного грунта. С учетом вышесказанного следует проектировать объекты с технологическим оснащением высокой надежности. Система подкормки растений двуокисью углерода (CO<sub>2</sub>) относится к системам акселерации роста. Она является неотъемлемой составляющей комплексной системы управления технологическими процессами и основным источником повышения урожайности растений в условиях защищенного грунта. Система распределения CO<sub>2</sub> предназначена для адресного подкормки растений газовойоздушной смесью углекислого газа и позволяет обеспечить поддержку концентрации CO<sub>2</sub> в объеме*

культивационных сооружения на уровне 400 -1000 ppm. При эксплуатации систем подачи CO<sub>2</sub> от водогрейного котла через экономайзер возникает проблема в качественном отделении CO<sub>2</sub> от дымовых газов, ведь вместе с дымовыми газами поступает CO, NO<sub>x</sub> и SO<sub>2</sub>, что негативно влияет как на растения так и на здоровье производственного персонала теплицы. В работе доказано, что особое внимание должно уделяться физическим основам формирования отказов тепличного оборудования. Вследствие специфики отказов, могут быть сформированы отдельные научные задачи, решение которых будет способствовать повышению надежности оборудования.

**Ключевые слова:** Защищенный грунт, микроклимат, техническое состояние, углекислый газ, производственный персонал.

## **Abstract**

### **RESEARCHING THE INFLUENCE OF THE TECHNICAL CONDITION OF SYSTEMS OF NUTRITION OF PLANTS WITH COAL DIOXIDE ON PRODUCTION PROCESSES**

A.I. Boyko, L.G Savchenko, V. M Savchenko

*The effect of the technical condition of plant nutrition systems on carbon production processes on production processes was researched in the work. It is proved that the search for rational microclimate control schemes has a great scientific and practical interest, which is to create optimal microclimate parameters aimed at improving the quality of plants grown in protected soils. In view of the above, it is necessary to design objects with technological equipment of high reliability. Plant nutrition system with carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) refers to systems of acceleration of growth. It is an integral part of the integrated system of control of technological processes and the main source of increase of plant productivity in the conditions of protected soil. The system of distribution of CO<sub>2</sub> is intended for targeted feeding of plants with a gas-air mixture of carbon dioxide and allows to support the concentration of CO<sub>2</sub> in the volume of cultivating structure at the level of 400 - 1000 ppm. When operating the systems of supplying CO<sub>2</sub> from a water-heating boiler through the economizer there is a problem in the qualitative section of CO<sub>2</sub> from flue gases, as together with flue gases CO, NO<sub>x</sub> and SO<sub>2</sub>, which negatively affects both on plants and on health of production personnel of greenhouses. The content of harmful impurities inside the cultivating structure in turn depends on the technical condition and reliability of the gas burner, namely the correct gas-air ratio. In order to reserve the work of the gas burner, it is necessary to install a system of nutrition of plants with carbon dioxide detector CO NO, which will provide protection against the dosing of harmful impurities if the burner comes out of a robust state. The problems of reliability and durability of technological equipment during growing of protected soil products are considered in the paper. It has been proved that particular attention should be paid to the physical basis of the failure of the greenhouse equipment, namely the study of failures in the technological systems of industrial greenhouses, as a result of their specificity, may form separate scientific problems, the solution of which will increase the reliability of equipment.*

**Keywords:** protected ground, microclimate, technical condition, carbon dioxide, production personnel.

**АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СКЛАДОВИХ СИСТЕМ ЗРОШУВАННЯ РОСЛИН В УМОВАХ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ****Міненко С.В., к.т.н., доц., Савченко В.М., к.т.н., доц., Махов О.А., асп.***Житомирський національний агроекологічний університет*

*В роботі розглянуті проблеми забезпечення надійності та довговічності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту. Доведено, що особлива увага повинна приділятися фізичним основам формування відмов тепличного обладнання, а саме вивченню відмов в технологічних системах індустріальних теплиць. Метою даної роботи є дослідження типів несправностей які можуть виникати в процесі експлуатації відцентрових насосів під час їх використання в системах зрошування. В роботі проведено огляд сучасних систем зрошування, які використовуються при вирощуванні рослин в умовах захищеного ґрунту. Аналіз систем зрошення захищеного ґрунту показує, що для різних типів вирощуваних культур необхідно використовувати різні системи поливу. В загальному принцип роботи всіх систем зводиться до того, що необхідно забезпечити транспортування води чи поживного розчину до рослини. В усіх оглянутих системах транспортування води забезпечується за допомогою насосів, котрі є основним робочим елементом будь-якої системи зрошення. Проведено аналіз виникнення несправностей відцентрових насосів, що використовуються в даних системах. Дослідженнями встановлено, що ерозійне і корозійне зношування, неточні зазори в проточній частині насоса, попадання в насос сторонніх тіл, значний осьовий здви́г ротора через неправильну збірку насоса – це основні причини виходу з ладу робочих коліс. Їх довговічність залежить від матеріалу, з якого вони виготовлені, та від якості виконання. Основними дефектами муфт є корозійне зношування, задири поверхонь зубів і посадочних місць, порушення балансування і співвісності, механічні поломки, овальність отворів для пальців, порушення посадки на валу, биття напівмуфт. Ресурс підшипників визначається кількістю годин, протягом яких настає «втома металу», кількістю обертів підшипника та кількісного і якісного складу мастила. Перспективою подальших досліджень є вивчення функціональних відмов насосного обладнання систем зрошування в індустріальних теплицях і як наслідок їх специфіки, можуть бути сформувані окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме підвищенню надійності як насосного обладнання, так і системи зрошування в цілому.*

**Ключові слова:** *надійність, відцентровий насос, зрошування, захищений ґрунт, теплиця.*

**Постановка проблеми.** В сучасних індустріальних теплицях існує велика кількість різноманітним систем зрошування, вибір якої залежить, від культури, що безпосередньо вирощується в теплиці та необхідного рівня механізації. При

цьому особлива увага повинна приділятися фізичним основам формування відмов тепличного обладнання, а саме вивченню відмов в технологічних системах індустріальних теплиць.

**Аналіз останніх досліджень.** Трудомісткість процесу поливу та урожайність продукції захищеного ґрунту в свою чергу залежать від надійності та довговічності насосного обладнання. Загальна класифікація систем зрошування наведена в роботі [1]. Автоматизація екологобезпечної технології поливу рослин прилив-відлив в середовищі захищеного ґрунту розглянута в роботі [1]. При цьому проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання, в тому числі і насосного обладнання, при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК України розглянуті в роботах [2,3].

Система зрошення в захищеному ґрунті - це комплекс гідротехнічних споруд, каналів і трубопроводів призначених для забору води з джерела зрошення, транспортування і розподілу її на території вирощування рослин.

Широкий вибір іригаційних систем в умовах захищеного ґрунту включає в себе: обладнання для крапельного поливу, дощування, туманоутворення, поливу методом підтоплення. Незалежно від обраного типу поливу, для функціонування системи необхідно облаштувати так звану іригаційну кімнату для підготовки води, приготування та зберігання маточних розчинів, добрив та управління процесами поливу і живлення рослин. Додатково до дозування поживних речовин система оснащена механізмом дренажного контролю, який необхідний для вирощування на гідропоніці. Ця система автоматично визначає час та частоту поливу у відповідності до бажаного відсотку дренажу [4].

Для дозованого поливу рослин використовується система крапельного зрошення. Вона складається з пластикових труб, шлангів та крапельниць. Існує декілька видів таких систем, всі вони забезпечують оптимальний полив та подачу поживного розчину індивідуально кожній рослині.

Для вирощування невисоких культур використовується система дощування, в якій вода подається на зрошувану ділянку у вигляді дощу спеціальним дощувальним апаратом, який викидає струмінь води у повітря і розпилює її на краплі.

При вирощуванні культур особливо вимогливих до підтримання високої вологості повітря в теплиці використовується система туманоутворення. В даній системі вода під високим тиском розпилюється форсунками дуже малого діаметру утворюючи туман. Вода до форсунок подається за допомогою трубопроводів. Тиск в системі забезпечується насосною групою високого тиску [4, 5,6].

Варіантом поверхневого поливу в закритому ґрунті є система підтоплення. Вона може бути реалізована у вигляді заливної підлоги або у вигляді заливних столів. Система працює за принципом тимчасового затоплення субстрату з кореневою масою та наступним відводом води. Операція затоплення або зливу води виконується за допомогою насосів, які закачують поживний розчин з загального резервуару у піддон, де вирощується культура, потім залишки рослини повертаються назад у резервуар самопливом. Необхідна циклічність циркуляції розчину забезпечується таймерами [6]. Така система дозволяє більш економічно використовувати воду та мінеральні добрива.

**Метою даної роботи** є дослідження типів несправностей які можуть виникати в процесі експлуатації відцентрових насосів під час їх використання в системах зрошування.

**Виклад основного матеріалу.** Аналіз систем зрошення, які використовуються в умовах захищеного ґрунту показує, що для різних типів культур, що вирощуються, необхідно використовувати різні системи поливу. В загальному принцип роботи всіх систем зводиться до того, що необхідно забезпечити транспортування води чи поживного розчину до рослини. В усіх оглянутих системах транспортування води забезпечується за допомогою насосів, котрі являються основним робочим елементом будь-якої системи зрошення. Проведений аналіз показав, що, як правило, більшість застосовуваних насосів є відцентровими. В них перекачування рідини або створення тиску відбувається обертанням одного або декількох робочих коліс. В результаті впливу робочого колеса на рідину створюється необхідний тиск в системі.

Головним робочим органом відцентрового насоса є робоче колесо, що вільно обертається всередині корпусу і насажене на вал. Воно складається з двох дисків, віддалених на деякій відстані один від одного. Між ними розташовуються лопаті, які вигнуті в протилежну сторону від напрямку обертання робочого колеса. Разом вони утворюють міжлопатеві канали робочого колеса, які заповнені рідиною. При обертанні робочого колеса на рідину починає діяти відцентрова сила, в результаті чого в центрі робочого колеса створюється розрідження, а на периферії - підвищений тиск. Для забезпечення безперервного руху рідини через відцентровий насос слід забезпечити підведення рідини до робочого колеса і відведення її від нього. Рідина по всмоктуючому патрубку і трубопроводу надходить в передній диск робочого колеса внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини і в центральній області колеса [7,8,9].

Для відводу рідини в корпусі насоса є розширювальна спіральна камера, куди і надходить рідина, що викидається з робочого колеса. Ця камера переходить в короткий дифузор і утворює напірний патрубок, який з'єднаний з напірним трубопроводом. В якості приводу відцентрового насоса можна використовувати будь-який високооборотний двигун. Найчастіше для цієї мети застосовують електродвигуни [7].

Аналіз конструкцій відцентрових насосів показав, що в якості матеріалу для виготовлення його основних деталей застосовують сірий чавун (корпус, робоче колесо), бронзу (захисна втулка), нержавіючі сталі (корпус, вал), кераміку, пластмаси (торцеві ущільнення, робочі колеса). Основні несправності та причини їх виникнення переставлені в табл.1.

Ерозійне і корозійне зношування, неточні зазори в проточній частині насоса, попадання в насос сторонніх тіл, значний осьовий зсув ротора через неправильну збірку насоса – це основні причини виходу з ладу робочих коліс. Їх довговічність залежить від матеріалу, з якого вони виготовлені, та від якості виконання.

Таблиця 1 – Основні несправності відцентрових насосів систем зрошування та причини їх виникнення

Несправність	Можливі причини несправності
Відмова від роботи після пуску насоса	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Нецільність всмоктуючої лінії</li> <li>2. Наявність повітря в корпусі насоса</li> <li>3. Закупорювання трубок гідравлічного сальника</li> </ol>
Зменшення продуктивності в процесі роботи	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Зменшення числа обертів</li> <li>2. Просочування повітря у всмоктувальну лінію або в корпус насоса через сальники</li> <li>3. Збільшення опору в напірному трубопроводі</li> <li>4. Збільшення висоти всмоктування</li> <li>5. Засмічення робочого колеса.</li> <li>6. Механічні пошкодження: <ol style="list-style-type: none"> <li>а) зношення ущільнюючих кілець</li> <li>б) пошкодження робочого колеса</li> </ol> </li> </ol>
Зменшення напору в процесі роботи	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Зменшення числа обертів</li> <li>2. Наявність повітря в воді</li> <li>3. Пошкодження (розрив) напірного трубопроводу</li> <li>4. Механічні ушкодження: <ol style="list-style-type: none"> <li>а) зношення ущільнюючих кілець</li> <li>б) пошкодження робочого колеса насоса</li> </ol> </li> </ol>
Перенавантаження двигуна відцентрового насоса	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Число обертів вище розрахункового</li> <li>2. Продуктивність насоса вище допустимої, напір менше розрахункового</li> <li>3. Механічні пошкодження двигуна або насоса</li> </ol>
Вібрація та шум	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Неправильне встановлення</li> <li>2. Часткове засмічення робочого колеса насоса</li> <li>3. Механічні пошкодження: <ol style="list-style-type: none"> <li>а) прогинання валу</li> <li>б) заїдання обертових частин</li> <li>в) зношення підшипників</li> </ol> </li> <li>4. Ослаблення кріплень на напірній тавсмуктувальній трубах насоса</li> <li>5. Надмірна висота всмоктування;</li> <li>6. Явище кавітації</li> </ol>

Основні дефекти муфт – корозійне зношування, задири поверхонь зубів і посадочних місць, порушення балансування і співвісності, механічні поломки, овальність отворів для пальців, порушення посадки на валу, биття напівмуфт. В процесі експлуатації торцевих ущільнень неполадки, як правило, виникають внаслідок зносу пар тертя.

З ладу нерідко виходять і підшипники. Їх термін служби визначається кількістю годин, протягом яких настає «втома металу», кількістю оборотів підшипника, наявністю і кількістю мастила.

Більшість підшипників виходять з ладу з наступних причин:

- неправильний підбір підшипника до валу (недотримання допусків);
- відсутність співвісності між насосом і його ведучим шківом;
- деформація валів;
- незбалансованість обертових елементів;



- термічне розширення вала.

**Висновки.** Таким чином аналіз систем зрошування в умовах захищеного ґрунту показує, що основною складовою системи є відцентрові насоси, котрі виконують головну функцію - транспортування рідини до рослин, що поливаються. Після огляду можливих несправностей постає задача постійної підтримки насосів в роботоздатному стані. Тому є необхідність і далі займатися вивченням показників надійності відцентрових насосів і розробляти комплекси заходів для запобігання виникненню раптових відмов.

**Перспективою подальших досліджень** є вивчення функціональних відмов насосного обладнання систем зрошування в індустріальних теплицях і як наслідок їх специфіки, можуть бути сформувані окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме підвищенню надійності як насосного обладнання, так і системи зрошування в цілому.

### Список використаних джерел

1. Міненко С. В. Автоматизація екологічнобезпечної технології поливу рослин прилив-відлив в середовищі захищеного ґрунту / С. В. Міненко, В. М. Савченко // Органічне виробництво і продовольча безпека : [зб. доп. учасн. VI Міжнар. наук.-практ. конф.]. – Житомир : О. О. Євенок, 2018. – С. 263–2
2. Бойко А. І. Проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК України / А. І. Бойко, В. М. Савченко, В. В. Крот // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортногo комплексів. – 2016. – № 6. – С. 200–203.
3. Міненко С.В. Вплив надійності насосного обладнання на технологічні процеси в умовах захищеного ґрунту/ С.В. Міненко, В. М. Савченко, О.А. Махов // Крамаровські читання : зб. тез доп. VI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 лют. 2019. – К. : НУБіП, 2019. – С. 248–249.
4. Міненко С. В. Класифікація способів зняття перегріву рослин в індустріальних теплицях / С. В. Міненко, В. М. Савченко, В. В. Крот // Вісник ЖНАЕУ. – 2016. – № 1 (53), т. 1. – С. 276–282.
5. Савосин С.И. Интеллектуальная система контроля влажности и температуры воздуха в теплице: автореф. дис. канд. тех. наук: спец 05.13.06 "Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами" / Савосин Сергей Иванович; РГАЗУ. - М., 2009. - 18 с.
6. Алиев Э.А. "Выращивание овощей в гидропонных теплицах" 2-е издание, дополненное и переработанное – Киев: Урожай, 1985. – 160 с.
7. Гіль Л.С., Пашковський А.І., Суліма Л.Т. "Сучасні технології овочівництва відкритого і закритого ґрунту" Ч 1 Закритий ґрунт. Навчальний посібник. - Вінниця: Нова книга, 2008 - 368 с.
8. Краснов В.И. , Жильцов А.М., Набержнев В.В. Ремонт центробежных и поршневыхнасосовнефтеперерабатывающих и нефтехимическихпредприятий: Справ. изд. М.: Химия, 1996. 320 с. ил.
9. Земенков Ю.Д. и др. "Эксплуатация насосно-силового оборудования на объектахтрубопроводного транспорта" Тюмень: ТюмГНГУ, 2010. — 456 с.

## Аннотация

### АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СОСТАВНЫХ СИСТЕМ ОРОШЕНИЕ РАСТЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

Миненко С.В., Савченко В.М., Махов А.А.

*В работе рассмотрены проблемы обеспечения надежности и долговечности технологического оборудования при выращивании продукции защищенного грунта. Доказано, что особое внимание должно уделяться физическим основам формирования отказов тепличного оборудования, а именно изучению отказов в технологических системах промышленных теплиц. Целью данной работы является исследование типов неисправностей которые могут возникать в процессе эксплуатации центробежных насосов как основной составляющей систем орошения. В работе рассмотрены современные системы орошения, которые используются при выращивании растений в условиях защищенного грунта. Анализ систем орошения защищенного грунта показывает, что для разных типов выращиваемых культур необходимо использовать различные системы полива. В общем принцип работы всех систем сводится к тому, что необходимо обеспечить транспортировку воды или питательного раствора к растению. Во всех системах транспортировка питательного раствора обеспечивается с помощью насосов. В работе произведен анализ возникновения неисправностей центробежных насосов. Исследованиями установлено, что эрозионное и коррозионное изнашивание, неточные зазоры в проточной части насоса, попадания в насос инородных тел, значительный осевой сдвиг ротора из-за неправильной сборки насосов - это основные причины выхода из строя рабочих колес. Долговечность рабочих колес зависит от материала, из которого они изготовлены и от качества исполнения. Основными дефектами муфт является коррозионное изнашивание, задиры поверхностей зубов и посадочных мест, нарушение балансировки и соосности, механические поломки, овальность отверстий для пальцев, нарушение посадки на валу, биение полумуфт. Ресурс подшипников определяется количеством часов, в течение которых наступает «усталость металла», числом оборотов подшипника, а так же количественного и качественного состава смазки. Перспективой дальнейших исследований является изучение функциональных отказов насосного оборудования систем орошения в промышленных теплицах и как следствие их специфики, при этом могут быть сформированы отдельные научные задачи, решение которых будет способствовать повышению надежности как насосного оборудования, так и системы орошения в целом.*

**Ключевые слова:** надежность, центробежный насос, орошение, защищенный грунт, теплица.

## Abstract

### ANALYSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF COMPOSITION SYSTEMS OF GROWING PLANTS IN CONDITIONS OF PROTECTED SOIL

S.V. Minenko, V M. Savchenko, O.A. Makhov

*The problems of reliability and durability of technological equipment during growing of protected soil products were examined in the paper. It has been proved that particular attention should be paid to the physical basis for the failure of the greenhouse equipment, namely the study of failures in the technological systems of industrial greenhouses. The purpose of this work is to study the types of malfunctions that may occur during the operation of centrifugal pumps during their use in irrigation systems. An overview of modern irrigation systems used in plant cultivation under protected soil conditions is carried out. An analysis of protected soil irrigation systems shows that different irrigation systems are required for different types of cultivated crops. In the general principle of the operation of all systems is reduced to the fact that it is necessary to ensure the transport of water or nutrient solution to the plant. In all of the systems examined, water is supplied by pumps, which are the main working element of any irrigation system. An analysis of the failure of centrifugal pumps used in these systems was carried out. Studies have shown that erosion and corrosion wear, inaccurate gaps in the flow section of the pump, falling into the pump of foreign bodies, a significant axial displacement of the rotor due to improper assembly of the pump - these are the main causes of failure of working wheels. Their durability depends on the material from which they are made, and on the quality of performance. The main defects of the clutch are corrosion wear, tearing of surfaces of teeth and seats, disturbance of balancing and alignment, mechanical breakage, ovality of the fingers, disruption of the landing on the shaft, and the half-mast attack. The bearing resource is determined by the number of hours during which the "metal fatigue" occurs, the number of revolutions of the bearing and the quantitative and qualitative composition of the lubricant. The prospect of further research is the study of functional failures of pumping equipment of irrigation systems in industrial greenhouses, and as a consequence of their specifics, certain scientific problems can be formulated, the solution of which will increase the reliability of both pumping equipment and irrigation systems in general.*

**Keywords:** *reliability, centrifugal pump, irrigation, protected ground, greenhouse.*

## ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ОЗОНУ У ШАРІ ЗЕРНА ПРИ ЙОГО СУШІННІ

Цуркан О.В., к.т.н., доц., Присяжнюк Д.В., викл.

*Ладизинський коледж Вінницького НАУ*

Спірін А.В., к.т.н., доц.

*Вінницький національний аграрний університет*

*В роботі описана перевірка адекватності математичної моделі розповсюдження озону в складі сушильного агенту у шарі зерна при його післязбиральній обробці із використанням віброозонуючого комплексу.*

**Ключові слова:** зернова сировина, післязбиральна обробка, сушіння, віброозонуючий комплекс, озон, сушильний агент, розповсюдження озону, математична модель, адекватність математичної моделі.

**Постановка проблеми.** Сушіння є важливою частиною процесу післязбиральної обробки зернової сировини.

Інтенсивними методами інтенсифікації сушіння зернової сировини є впровадження технології озонування в поєднанні з вібраційним впливом на оброблювану сировину. Озон інтенсифікує швидкість сушіння зернових за рахунок безпосереднього хімічного і біохімічного впливу на сільськогосподарську сировину, покращує переміщення вологи з внутрішніх шарів і тепломасообмін в процесі сушіння в цілому [1]. Вібраційний вплив на зерно під час його сушіння у свою чергу забезпечує рівномірність обробки матеріалу з унеможливленням виникнення зон локального перегріву за рахунок постійного руху сировини.

Було побудовано математичну модель розповсюдження озону для визначення закономірностей його розподілу у шарі зернової сировини при її сушінні із використанням віброозонуючого комплексу [2]. Але розроблена математична модель потребує перевірки її адекватності шляхом проведення відповідних експериментальних досліджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Актуальність використання вібротехнологій в процесі сушіння висвітлені в роботах [3, 4]. Детальний огляд і класифікація вібраційного і сушильного обладнання здійснені в роботах [5, 6].

В роботі [7] детально наведені особливості впливу озоноповітряної суміші на характеристики зернової сировини при сушінні в залежності від концентрації озону, часу сушіння тощо.

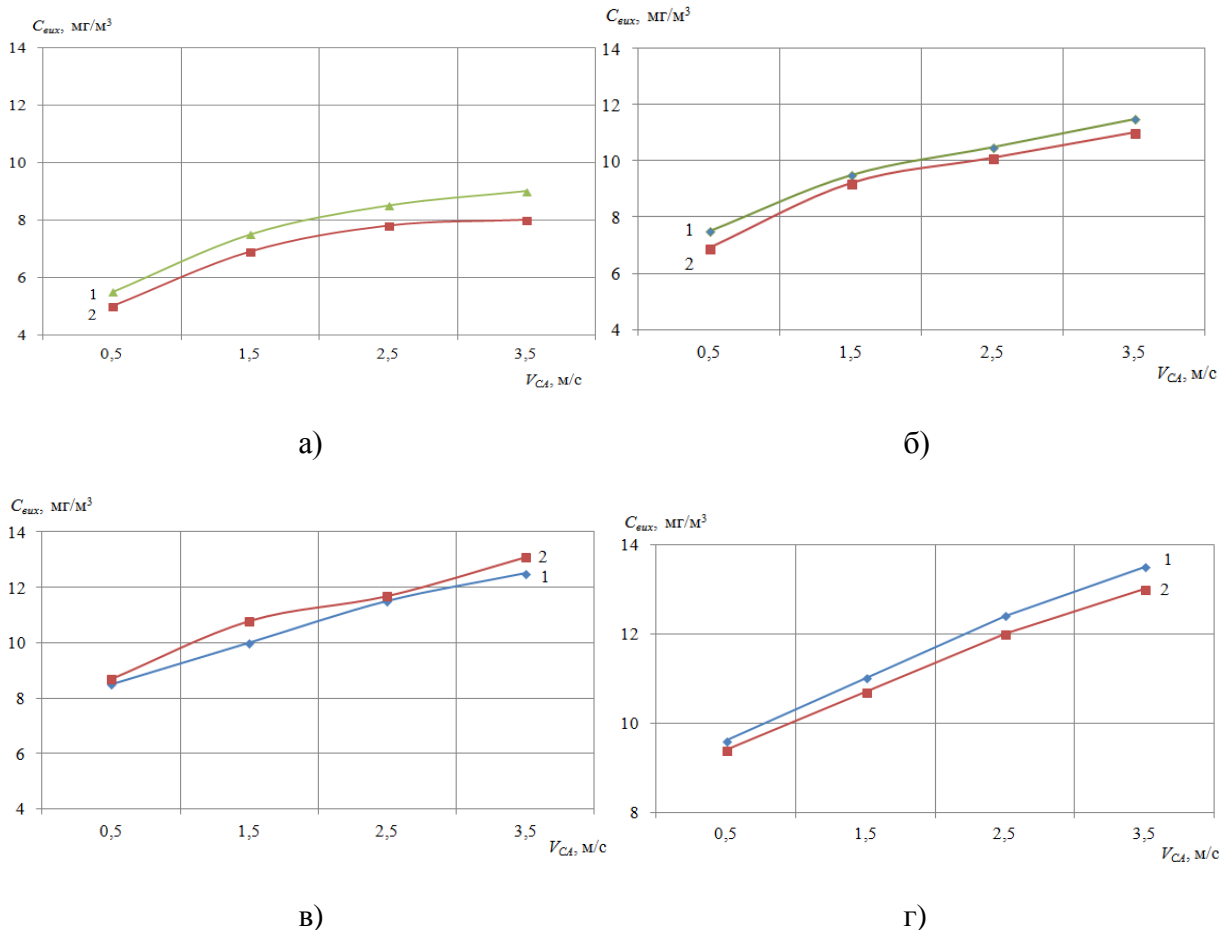
**Формулювання мети статті.** Метою статті є перевірка адекватності математичної моделі розповсюдження озону в складі сушильного агенту у шарі зерна при його післязбиральній обробці із використанням віброозонуючого комплексу.

**Результати дослідження.** Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі було проведено ряд експериментальних досліджень і встановлено характер розподілу концентрації озону по глибині шару зерна під дією вібраційного впливу у віброозонуючому комплексі.

Базуючись на результатах попередніх теоретичних дослідженнях було здійснено серію експериментальних досліджень для оцінення режимних параметрів віброозонуючого комплексу.

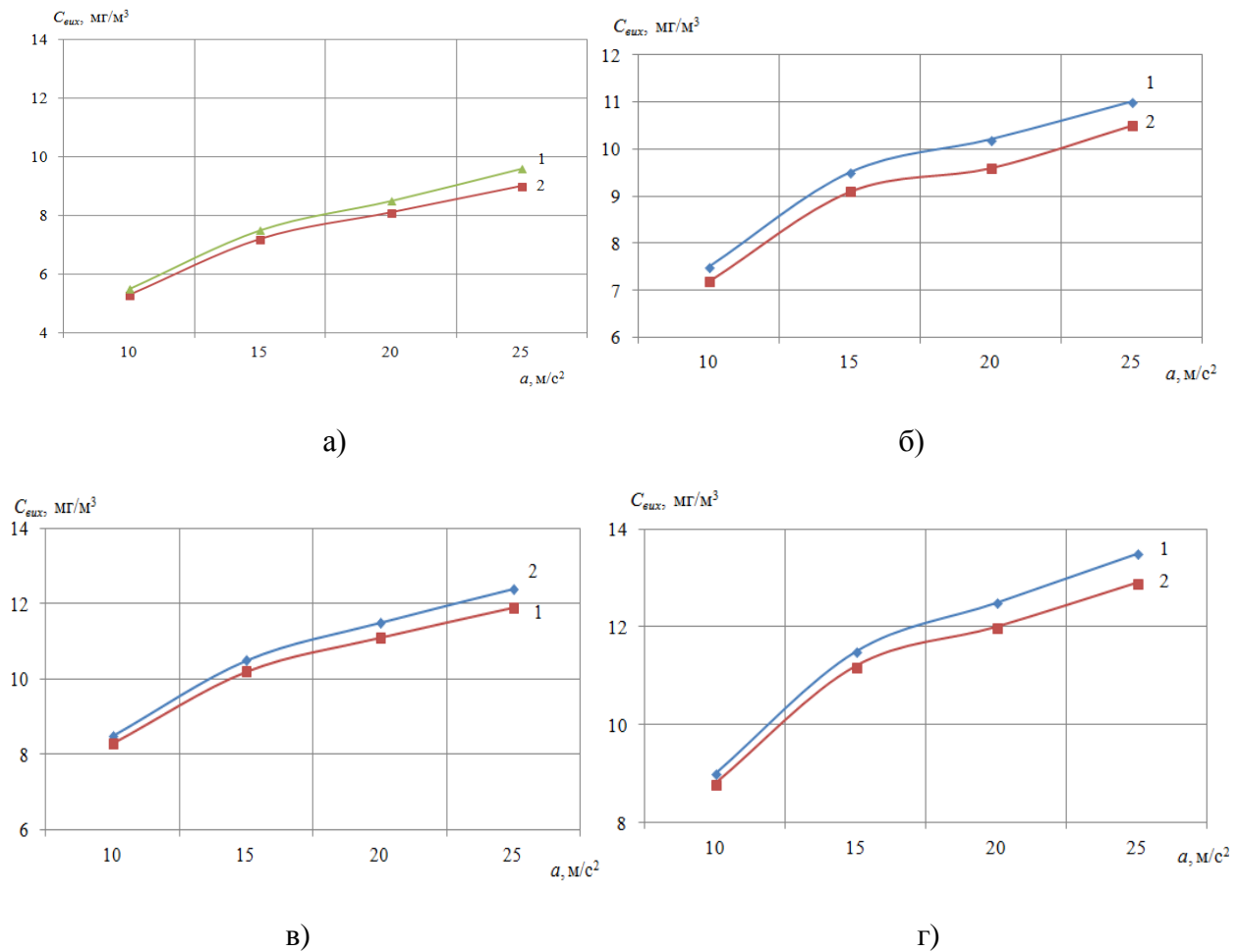
Для встановлення достовірності отриманої математичної моделі розробленої машини та досліджуваних процесів за умови комплексного віброозонуючого впливу побудовано серію експериментальних та теоретичних кривих (рис. 1, 2).

В результаті досліджень віброозонуючого комплексу порівнювались експериментальні залежності концентрації озону  $C_{вих}$  в озоніповітряній суміші при виході із сушарки від швидкості руху сушильного агенту  $V_{CA}$  за різних значень віброприскорення сушильної камери, а також залежності концентрації озону  $C_{вих}$  в озоніповітряній суміші при виході із сушарки від віброприскорення сушильної камери за різних значень швидкостей руху сушильного агенту  $V_{CA}$  із теоретичними значеннями.



1 – теоретична залежність, 2 – експериментальна залежність; а – при віброприскоренні сушильної камери  $a = 10 \text{ м/с}^2$ ; б – при віброприскоренні сушильної камери  $a = 15 \text{ м/с}^2$ ; в – при віброприскоренні сушильної камери  $a = 20 \text{ м/с}^2$ ; г – при віброприскоренні сушильної камери  $a = 25 \text{ м/с}^2$

Рис. 1 – Експериментальна залежність концентрації озону  $C_{вих}$  в озоніповітряній суміші від швидкості руху сушильного агенту  $V_{CA}$



1 – теоретична крива; 2 – експериментальна крива; а – при швидкості сушильного агенту  $V_{CA} = 0,5$  м/с; б – при швидкості сушильного агенту  $V_{CA} = 1,5$  м/с; в – при швидкості сушильного агенту  $V_{CA} = 2,5$  м/с; г – при швидкості сушильного агенту  $V_{CA} = 3,5$  м/с

Рис. 2 – Експериментальна залежність концентрації озону  $C_{вых}$  в озоніповітряній суміші від віброприскорення сушильної камери  $a$

**Висновки.** Встановлено, що середня розбіжність у діапазоні концентрації озону в озоніповітряній суміші при виході із сушарки становить 8-10%, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та доцільність її подальшого використання.

### Список використаних джерел

1. Ермакова В.А., Ермаков П.П. Озонирование зерна. Хранение и переработка зерна. Днепропетровск, 2007. № 10. С. 19-21.
2. Цуркан О.В., Присяжнюк Д.В. Математична модель розповсюдження озону в шарі зерна при його сушінні із використанням віброозонуючого комплексу. Machinery&Energetics. Київ, 2018. С. 55-58.

3. Куцакова В.Е., Богатырев А.Н. Интенсификация тепло-массообмена при сушке пищевых продуктов. Москва, 1987. 236 с.
4. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. Москва, 1967. 224 с.
5. Зимин Е.М., Крутов В.С. Усовершенствование конструктивно-технологических схем установок для сушки зерна в кипящем слое. "Механизация и электрификация сельского хозяйства". Москва, 1999. №2. С. 10-12.
6. Калиновская О.П. Применение вибрационной сушки в комбикормовой промышленности. Москва, 1979. 42 с.
7. Ксенз Н.В., Попандухало К.Х., Сидорцов И.Г. Повышение качества зерна на основе использования озоноздушных смесей. Вестник аграрной науки Дона. Зерноград, 2009. № 4. С. 64-72.

### **Аннотация**

#### **ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ОЗОНА В СЛОЕ ЗЕРНА ПРИ ЕГО СУШКЕ**

Цуркан О.В., Присяжнюк Д.В., Спириин А.В.

*В работе описана проверка адекватности математической модели распространения озона в составе сушильного агента в слое зерна при его послеуборочной обработке с использованием виброозонующего комплекса.*

### **Abstract**

#### **CHECK OF THE ADEQUACY OF THE MATHEMATICAL MODEL OF OZONE DISTRIBUTION TO THE LAYER OF GRAIN DURING ITS DRYING**

O. Tsurkan, D. Prisyajnyk, A. Spirin

*The paper describes the verification of the adequacy of the mathematical model of ozone distribution in the composition of the drying agent in the grain layer during its post-harvest treatment using a vibro-ozone complex.*

## ІНТЕГРАЛЬНИЙ ПОКАЗНИК ЯКОСТІ ҐРУНТУ ДЛЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ОЦІНКИ

Любимова Н.О., д.т.н., проф., Шептур О.А., к.т.н., доц.  
Горбаньов А.П., к.с.-г.н., доц., Циба М.В., викл.

*Запропоновано використання вірогіднісного методу виміру узагальнюючого показника якості ґрунту в задачах екологічного контролю. Розрахунок кроку опитування якісних показників ґрунту під час контролю (оптимальна дискретизація) в загальному випадку вирішує питання між економічними витратами на виконання контрольних операцій та їхню обробку та максимально необхідний рівень вірогідності. Розглянуто основні підходи для мінімізації похибок та підвищення достовірності під час виконання завдань екологічного моніторингу.*

**Ключові слова:** *контроль, екологія, моніторинг, ґрунт, якість, вимір, узагальнюючий показник, розрахунок, оптимальний крок опитування.*

**Постановка проблеми.** В усіх сферах діяльності людини на сучасному етапі розвитку людства першочерговою стоїть проблема вивчення та аналізу стану навколишнього середовища. Для прийняття рішення щодо покращання якості сільськогосподарських угідь, ефективного використання, підвищення родючості ґрунту та врожаїв необхідна адекватна інформація про стан екологічної системи – літосфери, зокрема ґрунту, за тим чи іншим показником. Своєчасна інформація щодо основних кількісних та якісних показників ґрунту допоможе раціонально застосовувати агротехнології, попередити виснаження родючого шару, отримати високі показники врожаїв, запобігти негативному антропогенному впливу людини на ґрунт. Своєчасна реєстрація концентрації забруднюючих речовин, які завдають шкоди агрономічній діяльності, та вживання екстрених заходів для боротьби з деградацією ґрунту дозволять здійснити об'єктивний прогноз рівня навантаження та розробити перспективні природоохоронні рекомендації для покращання стану навколишнього середовища. Від цього залежить забезпечення населення Землі продовольством, енергетичними та сировинними ресурсами.

Отримання максимальних показників при виконанні сільськогосподарських технологій з метою підвищення врожайності культур не можливо виконати без застосування добрив, пестицидів та інших хімічних реагентів, спеціальних видів механічного обробітку ґрунту, і це додатково забруднює та руйнує ґрунт. В той же час треба дотримуватись земельних стандартів в галузі збереження та відновлення родючості ґрунту. Для вирішення цієї проблеми необхідно якісно виконувати екологічний моніторинг та контроль ґрунту, а керування технологічними процесами в агрономії на базі отриманих даних контролю якості ґрунту стають пріоритетними для виживання людства [1]. Разом із рішенням проблеми економічної та екологічної оцінки



якості ґрунту на підґрунті якісного та максимально достовірного контролю це дасть змогу населенню України отримувати максимальні врожаї, підвищити стратегічну стійкість, зберегти природні багатства для нащадків. Тому проблема економічної та екологічної оцінки якості ґрунту на базі сучасних методів контролю ґрунту – необхідна і першочергова для фахівців України і корелює із отриманням високих врожаїв у землеробстві, процвітанням народу, вирішує найважливіші стратегічні завдання країни забезпечення продовольством сьогодні та в майбутньому наших нащадків.

**Аналіз сучасних досліджень** На сьогоднішній день існує багато наукових праць в галузі агрономії, ґрунтознавства, екології, технічного контролю, які на високому фаховому рівні вирішують проблеми свого профілю [1-4]. Але при вирішенні своїх проблем та завдань фахівці не завжди звертають увагу на системний, багатоаспектний підхід під час виконання екологічного моніторингу якості ґрунту, недостатньо поглиблюються в аналіз і контроль структури, у виявленні максимального числа чинників взаємодії та зв'язків складових ґрунту для узагальнення його якості, зниження похибок моніторингу та контролю з метою покращання очищення від забруднень та підвищення родючості.

Необхідно дотримуватися норм під час обробітку ґрунту, а саме, внесення добрив, пестицидів, передбачати втрати органічної речовини та біорізноманіття внаслідок посиленої нітрогенними добривами мінералізації, контролювати вибір сівозмін, види механічної обробки та ін. [1-3]. Цій проблемі присвячено багато праць і наукових рішень. Але в галузі виконання контрольних операцій ґрунту, покращенню його методів, системному підході при вирішенні завдань існує ще багато прогалів.

**Формулювання цілей статті.** Необхідна складова сільськогосподарського менеджменту повинна враховувати зв'язки між агроекологічними індикаторами та деградаційними процесами [2-5].

Якість ґрунту залежить від фізичних властивостей: ерозія (водна, вітрова, від обробітку...), ущільнення; хімічних ( забруднення пестицидами, добривами, важкими металами, підкислення, засолення); біологічних (ґрунтове та водяне біорізноманіття тощо). Важливими є зв'язки між деградаційними процесами ґрунту й агроекологічними індикаторами [2-5].

Менеджмент господарства та оцінка стану ґрунту зокрема включають якісну та кількісну оцінку добрив, пестицидів, ґрунту, водних ресурсів та ін. Отримання точних математичних залежностей між різноманітними параметрами, фізіологічними процесами та функціональними показниками, що характеризують ґрунт як об'єкт контролю, на сучасному етапі є досить складним завданням, оскільки адекватний математичний апарат, що придатний для його опису, громіздкий та недосконалий. Тому розробка адекватних математичних моделей і методів контролю стану якості ґрунту, оцінки похибки отриманих результатів є необхідною та затребуваною фахівцями і широким загалом для використання у теоретичних та практичних дослідженнях.

**Постановка задачі.** Стан сучасних об'єктів контролю (промислових, екологічних, медичних, агрономічних та ін.) характеризується сукупністю

деяких контрольованих параметрів, які можуть бути віднесені до групи режимних. Математично цю сукупність, наприклад, вміст гумусу, електропровідність, окисно-відновний потенціал тощо, можна уявити як векторний випадковий процес

$$\vec{x}(t) = x_1(t), x_2(t), \dots, x_m(t) \quad (1)$$

із безперервними компонентами. Зокрема, інколи режимні параметри можуть бути скалярними випадковими процесами  $x(t)$  [1].

Якість функціонування об'єкта може бути визначена одним або декількома узагальнюючими показниками. В промисловості їх називають техніко-економічними показниками.

У найбільш загальному вигляді узагальнюючий показник об'єкта, що контролюється, може бути представлений функціоналом  $Q$  від векторного випадкового процесу (1).

На практиці найбільш поширений випадок, коли цей функціонал описується як середнє за часом на деякому інтервалі  $[t_1, t_2]$  відомою (визначеною аналітичною функцією або таблицею) скалярної функції  $\varphi$  від параметра (2,6)

$$\bar{Q} = \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \varphi(x(t)) dt, \quad T = t_2 - t_1. \quad (2)$$

В цьому випадку підінтегральну функцію природно трактувати як поточний показник

$$Q(t) = \varphi(x(t)), \quad (3)$$

а функціонал (2) – як його середнє на інтервалі усереднення  $[t_1, t_2]$  значення.

Вимір (знаходження чисельного значення такої величини за допомогою спеціальних технічних вимірів) потребує певним чином організованої дослідної процедури, що включає як вимірювальні, так і розрахункові операції. Контрольно-вимірювальна система включає вимірювальну та розрахункову підсистему.

Поточний показник  $Q(t)$  пов'язує функціональною залежністю матеріальні та енергетичні потоки об'єкта з його режимними параметрами та зазвичай розраховується на підставі результатів дискретного вимірювання складових компонентів  $x_i(t), i = 1, 2, \dots, m$  вектора  $x(t)$ . Стандартна формула  $\varphi(x)$  частіше нелінійна, так що інтеграл (2) не можна представити лінійною комбінацією інтегралів від компонентів, які збігаються. Для його визначення (або вимірювання узагальнюючого показника якості ґрунту) потрібна самостійна розробка.

Відома функція  $\varphi(x)$  вектора режимних параметрів технологічного об'єкта (зокрема, якості ґрунту), що визначає деяку особливість його функціонування. Вектор  $x = x(t)$  – векторний випадковий стаціонарний ергодичний процес із незалежними нормально розподіленими компонентами.

При його вимірюванні вноситься похибка, що розглядається як високощільний векторний випадковий процес  $\Delta x(t)$  (із нульовим середнім та відомою дисперсією  $D_{\Delta}$ ), що накладається на  $x(t)$ .

$$x^*(t) = x(t) + \Delta x(t).$$

Потрібно:

– за значенням  $x^*(t)$  в дискретні моменти часу  $t = i\Delta t$  (за даними вимірів  $x(t)$ ) запропонувати простий алгоритм вимірювання функціонала (2);

– оцінити розрахункову похибку;

– поставити задачу оптимальної дискретизації режимних параметрів.

В процесі рішення приймаємо:

– час усереднення показника  $T = t_2 - t_1$  набагато більший за час кореляції  $\tau$  кожної із компонент;

– в інтервалі усереднення відхилення компонент від їхніх середніх значень незначні, носять характер випадкових похибок.

**Результати досліджень.** В загальному випадку для виконання розрахункового алгоритму потрібна така послідовність дій:

а) усереднення ординат процесу, що виміряні,  $x(t)$  та їх квадратів за час спостереження  $T = n \cdot \Delta t$ ,

$$\begin{aligned} \tilde{x}^* &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x^*(i\Delta t), \\ \tilde{x}^{*2} &= \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x^{*2}(i\Delta t). \end{aligned} \quad (4)$$

Перший результат дає оцінку  $\tilde{x}$ , другий, за від'ємністю  $\tilde{x}^{*2}$ , – оцінку  $D$

$$\tilde{x} = \tilde{x}^*, \quad \tilde{D} = \tilde{x}^{*2} - \tilde{x}^{*2};$$

б) підрахунок функціонала  $\tilde{Q}$ :

$$\tilde{Q} = \begin{cases} \varphi(\tilde{x}), \text{ якщо } \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}) \leq 0,005\varphi(\tilde{x}) \\ \varphi(\tilde{x}) + \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}), \text{ якщо } \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}) > 0,005\varphi(\tilde{x}) \end{cases} \quad (5)$$

де: 
$$\varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^m \frac{\partial^2 \varphi(\tilde{x})}{\partial x_n^2} \tilde{D}_n ;$$

в) визначення середнього квадрата розрахункової похибки

$$\Delta^2 = \Delta_{\varphi}^2 + \Delta_t^2, \quad (6)$$

Де

$$\Delta_{\varphi}^2 = \begin{cases} \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}), \text{ якщо } \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}) \leq 0,005 \cdot \varphi(\tilde{x}) \\ \frac{1}{8} \sum_{j,k=1}^m \frac{\partial^4 \varphi(\tilde{x})}{\partial x_j^2 \partial x_k^2} \tilde{D}_j \tilde{D}_k, \text{ якщо } \varphi_{\Delta}(\tilde{x}, \tilde{D}) > 0,005\varphi(\tilde{x}) \end{cases} \quad (7)$$

$$\Delta_t^2 = \sum_{k=1}^n \left[ \frac{\partial \varphi(\tilde{x}) \Delta t}{2 \partial x_k T} \right]^2 \tilde{D}_k . \quad (8)$$

Остання складова  $\Delta_t^2$  може слугувати також оцінкою середнього квадрата похибки дискретного усереднення за вищезазначеним методом.

*Оптимальна дискретизація.* Чим менший крок дискретизації (чим більше точок розрахунку), тим менша похибка усереднення. Загалом кожна розрахункова точка потребує визначених витрат на засоби вимірювання та розрахункову обробку. Якщо ресурси системи усереднення обмежені, то на сумарне число вимірювання  $N$  накладають деяке обмеження

$$N \leq N_0 . \quad (9)$$

Виникає задача оптимальної дискретизації: обрати тривалість  $\Delta t_k, k = 1, \dots, m$  кроку опитування процесу  $x(t)$  такою, щоб мінімізувати похибку усереднення при виконанні умови (9) [2].

Математичне формулювання задачі таке:  
мінімізувати цільову функцію

$$f(\Delta t) = \sum_{k=1}^m C_k^2 \Delta t_k$$

за умови

$$\sum_{k=1}^m \frac{1}{\Delta t_k} \leq \frac{N_0}{T}, \quad 0 < \Delta t \leq \tau_{ck}; \quad k = 1, \dots, m,$$

де: 
$$C_k = \left| \frac{\partial \varphi(\tilde{x})}{\partial x_k} \right| \left( \tilde{D}_k \frac{2\tau_k}{T} + D_\Delta \right)^{\frac{1}{2}}, \quad k = 1, \dots, m \quad \tau_{ck} = 2\tau_k \frac{T}{T + 2\tau_k}$$

Сформульована задача, є одним із різновидів моделі нелінійного програмування.

**Висновки.** На підставі розглянутих основних особливостей здійснення контролю якості ґрунту в задачах екологічної (економічної) оцінки запропоновано комплексний та системний підхід до розробки необхідних вірогіднісних алгоритмів і методів. При цьому можливе використання узагальнюючих показників якості з урахуванням особливостей конкретних об'єктів. Розглянуті також можливості оптимальної дискретизації. Отримані розрахункові дані доцільно доповнювати оцінкою методичної та інструментальної похибок на конкретних прикладах після апріорного отримання даних.

### Список використаних джерел

1. ДСТУ ISO 9004 – 2001. Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності. – К.: Держстандарт України, 2001. – С. 70.
2. Зенон Гамкало Екологічна якість ґрунтів : навч. посібник / Гамкало Зенон. – Львів: Львів. нац. ун-т ім. І. Франка, 2009. – 410с.
3. Тихоненко Д.Г. Ґрунтознавство : підручник / Д.Г. Тихоненко //– К.: Вища освіта, 2005. – 703 с.
4. Lyubimova N.A. Integral expression of the adjacent transfer criterion in environmental control problems [Text] / N.A. Lyubimova // Prescopus Russia. – 2013. – Issue1 of 1, September. – P. 5 – 9.
5. Любимова Н.А. Вероятностный метод измерения обобщенного показателя качества природных и технологических объектов /
6. Н.А. Любимова // Экология и здоровье человека. Охрана водного и воздушного бассейнов. Матер. 12-й Межд. науч-техн. конф. – Т.1. – Бердянск, 2004. – С. 289 – 291.
7. Любимова Н.А. Особливості контролю ґрунту в задачах економічної і екологічної оцінки його якості / Н.А.Любимова // Вісник ХНАУ ім. В.В.Докучаєва. 2016. – №1(16). – С. 164-172.

## Аннотация

### ИНТЕГРАЛЬНЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КАЧЕСТВА ГРУНТА ДЛЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ

Любимова Н.А., Горбанев А.П., Шептур А.А., Циба Н.В.

*Предложено использование вероятностного метода измерения обобщающего показателя качества грунта в задачах его экономического и экологического контроля.*

*Предметом исследования является процедура комплексного контроля качества грунта сельскохозяйственного назначения. Предлагается системно подойти к учету показателей его качества (физической, химической и биологической природы). Целью работы является разработка математической модели обобщающего показателя качества с учетом основных, наиболее важных при проведении сельскохозяйственных работ показателей.*

*Такая возможность перехода от контроля множества разноплановых по своей природе показателей качества грунта к минимальному их количеству минимизирует также экономические затраты на проведение контрольных операций. При этом основное внимание в исследовании уделяется поддержанию на высоком уровне качественных характеристик контроля (достоверности, минимизации ошибок контроля, уменьшению рисков контроля первого и второго рода, простоте обработки и проведения инженерных расчетов).*

*Расчет шага опроса качественных показателей во время проведения контроля (оптимальная дискретизация отдельных показателей) в общем случае позволяет решить противоречие между экономическими затратами на проведение контрольных операций и их обработку и максимально необходимым регламентированным уровнем достоверности, заданным заказчиком.*

*Предлагаемый подход комплексной экономической и экологической оценки качества грунта весьма актуален в настоящее время. Такой контроль позволяет многопланово оценить качество грунта, разработать план стратегии севооборота, получить максимально возможный урожай, выбрать оптимальную технологию выращивания при проведении земледельческих работ, при необходимости очистить грунт от нежелательных токсикантов (избыточных пестицидов, удобрений), выбрать необходимую технологию механизированной обработки грунта, повысить его качественные показатели, сохранить плодородие почвы сельскохозяйственного назначения для будущих поколений. Метод может быть использован при организации мониторинга земли в условиях её антропогенного загрязнения, при решении задач экономической и экологической оценки её качества.*

**Ключевые слова:** контроль, экология, мониторинг, грунт, качество, измерение, обобщающий показатель, расчет, оптимальный шаг опроса.

## Abstract

### INTEGRAL SOIL QUALITY INDICATOR FOR ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL ASSESSMENT

N.A. Lyubymova, A.A. Sheptur, A.P. Horbanov, N.V.Tsyba

*The proposed probabilistic method of measuring the summarizing indicator of the quality of the soil in the objectives of its economic and environmental control.*

*The subject of research is a comprehensive procedure quality control of the soil for agricultural purposes. The subject of study is soil, as a monitoring object operations.*

*The purpose was to enhance the qualitative characteristics of control: the reliability, minimization of error, ease of handling.*

*Offers a systematic approach to consideration of the indicators of its quality (physical, chemical, and biological nature). The aim is to develop a mathematical model of the generalized quality index taking into account basic, most vajnih when agricultural work performance.*

*This possibility of transition from control of many diverse by their nature, indicators of quality soil to the minimum quantity minimizes economic costs kontrolnih operations.*

*The main attention in research is paid to maintaining a high level of quality control characteristics (accuracy, reduce errors and control risk reduction control of the first and second kind, simple processed and carrying out engineering calculations).*

*The calculation step of the survey of quality indicators during the control (optimal discretization of individual indicators) in the General case, allows to solve the contradiction between the economic costs of holding kontrolnih operations and their treatment and maximum desired regulated level of confidence specified by the customer.*

*The proposed hike of integrated economic and environmental assessment of the quality of the soil is very actual nowadays.*

*This control allows multifaceted to assess the quality of the soil, to develop a strategy of crop rotation, maximum yield, choose the optimal technology of cultivation when conducting zemledelchesky works, if necessary, to clear the soil of unwanted toxicants (excessive pesticides, fertilizers), select the necessary technology mechanized processing of the soil, to improve its qualitative indicators, to preserve soil fertility for agricultural purposes for generations to come.*

*The method can be used to organize the monitoring of the earth in conditions of anthropogenous pollution, in the solution of problems of economic and environmental assessment of its quality.*

**Key words:** *monitoring, ecology, mentoring, soil, cuesta, measuring, generalising indicator, the calculation of the optimal step of the survey.*

## ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ МІСТА ЗА ДАНИМИ GPS ТРЕКУ

**Рябушенко О.В., к.т.н., доц., Наглюк І.С., д.т.н., проф., Шевцов Д.Д., асп.**

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

*Досліджено режим руху легкового автомобіля в транспортному потоці в місті Харкові методом аналізу GPS треку. В результаті отримані графіки зміни швидкості руху автомобіля у часі та по довжині маршруту. Встановлені значення показників режиму руху автомобіля: середня технічна швидкість, темп руху, питомий час у русі, питомий час простою, шум прискорення, градієнт швидкості, градієнт енергії. Досліджено зміну зазначених показників за окремими ділянками маршруту від окраїни до центру міста.*

**Ключові слова:** *дорожній рух, аналіз GPS треку, темп руху, середня технічна швидкість, енергетичні критерії дорожнього руху, показники якості дорожнього руху.*

**Вступ.** Автомобільний транспорт обслуговує майже всі сфери діяльності суспільства, тому забезпечення високих показників якості організації дорожнього руху є одним із головних завдань транспортної галузі. Головним інтегральним критерієм ефективності транспортної галузі в кінцевому вимірі виступає час сполучення вантажів або пасажирів між кінцевими пунктами. Це обумовлює прагнення до збільшення середньої технічної швидкості транспортних засобів в умовах зростаючих вимог до забезпечення безпеки дорожнього руху. Особливо гостро означені проблеми постають у великих та найкрупніших містах, оскільки торкаються базових понять про мобільність людини та транспортну доступність територій. Створення сприятливих умов руху транспорту по вулично-дорожній мережі (ВДМ) є одним із головних напрямів вирішення транспортних проблем мегаполісів, тому при розробці організаційних заходів та управлінських рішень в цій сфері варто спиратися на результати досліджень в умовах існуючої транспортної системи України.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Визначення фактичного стану якості дорожнього руху на ділянках ВДМ міста в практиці організації дорожнього руху (ОДР) зазвичай є першим етапом при проектуванні заходів в цій сфері [1]. Можна виділити два основних підходи до оцінки якості дорожнього руху - використання приватних критеріїв і використання інтегральних критеріїв.

Приватні критерії відповідають певним завданням дослідження, їх цільовим установкам і не можуть розглядатися ізольовано від них [2]. У свою чергу, самі погляди на цілі і методи ОДР, їх пріоритетність постійно еволюціонують. На перший план виходять проблеми надмірної залежності населення від індивідуального транспорту, перевантаженість міст, і особливо їх центрів.



Приватні критерії оцінки якості ОДР розглянуті в багатьох публікаціях [1,2]. Найчастіше з них використовуються: швидкість сполучення; коефіцієнт використання швидкісного режиму; витрати часу на пересування (темپ руху); питомі витрати палива; частота та тривалість затримок; метод конфліктних ситуацій; енергетичні критерії; викиди шкідливих речовин; критерії аварійності.

При цьому найбільш доцільним є використання критеріїв, що відповідають практиці або специфічними дослідницькими цілями. Важливе значення для оцінки ефективності дорожнього руху мають критерії, які дозволяють відповідати на питання, якою мірою можна досягти позитивних результатів у забезпеченні покращення показників транспортного процесу або безпеки дорожнього руху [2].

У якості інтегрального критерію для оцінки умов руху найчастіше використовується рівень обслуговування (Level of Service, скорочено LOS) дороги, розроблений в США і широко визнаний фахівцями багатьох країн.

Мета і постановка задачі. Найбільш достовірними можна вважати дані про режими руху транспортних засобів, які були експериментально отримані в реальних умовах роботи ВДМ. При наявності реєструючої апаратури такі дослідження можна проводити на стаціонарних постах, наприклад отримувати розподіл швидкостей руху автомобілів в потоці. Недоліком такого методу є те, що він дозволяє отримати характеристики режиму руху лише на окремій ділянці ВДМ.

Більш інформативною характеристикою режиму руху може бути графік зміни миттєвої швидкості в процесі руху. На даний час, з розвитком геоінформаційних технологій та можливостей сучасних систем супутникової навігації з'явилися можливості автоматизованого збору і обробки характеристик руху безлічі рухомих автомобілів. Одним із найбільш перспективних методів отримання даних про режим руху автомобіля є метод аналізу GPS-треків. До переваг даної методики відносить те, що вона враховує всі фактори, що впливають на стан транспортного потоку. Таким чином, використання даних GPS треків навігаційного обладнання транспортних засобів дозволяє здійснювати оцінку і контроль якості організації дорожнього руху в режимі реального часу і при цьому значно знижувати їх трудомісткість [3,4].

З метою визначення показників якості дорожнього руху на ВДМ міста Харкова на кафедрі організації та безпеки дорожнього руху ХНАДУ проводяться спеціальні дослідження методом аналізу GPS треків автомобіля при русі його в якості їздовий лабораторії в транспортному потоці.

**Описання методики дослідження.** Дослідження проводилися на легковому автомобілі типу седан з робочим об'ємом двигуна 1,8 см<sup>3</sup>. Для запису GPS треків використовувався навігатор марки Pioneer 7014 та програма GPS-позиціонування Navitel. Запис треків проводилася в форматі \*.gpx, що дозволяє зберігати інформацію в довільній формі, при якій обов'язковими є тільки довгота і широта точок треку. Для первинної обробки треків і перекладу отриманих характеристик в формат електронних таблиць використовується програма GPS Track Editor. Для вивантаження вихідної інформації про характеристики треків та подальшої обробки даних, використовується пакет Excel.

В якості експериментального маршруту був обраний маршрут, початковими і кінцевими точками яких були відповідно: перетин окружної автомобільної дороги і вулиці Проспект Московський на в'їзді в місто Харків, та Харківський національний автомобільно-дорожній університет (за адресою вул. Ярослава Мудрого, 25).

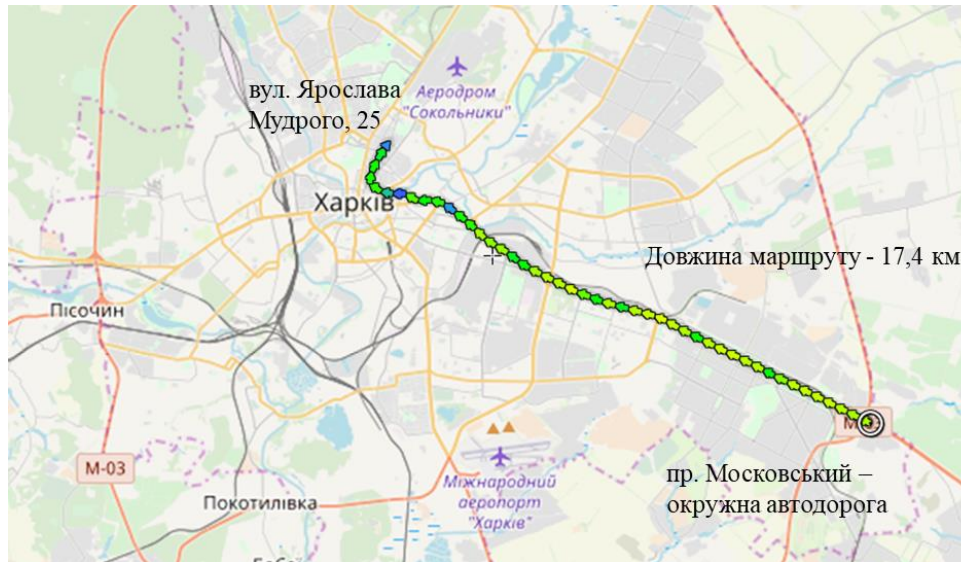


Рис. 1 – Схема експериментального маршруту

Довжину маршруту склала 17,4 км, переважно він пролягав по проспекту Московському – найдовшій магістральній вулиці міста Харкова. Це відповідає типовому маршруту ділові або службові поїздки людини з найвіддаленішого периферійного мегарайону до центру міста.

Дослідження проводилося у будній день тижня у проміжку часу між 10:00 та 11:00 годинами. Автомобіль виконував рух у транспортному потоці із дотриманням усіх вимог Правил дорожнього руху, перевищення швидкості від встановлених значень допускалося не більше як на 10 км/год. В процесі руху не виникали будь-які додаткові затримки з причин, не пов'язаних з організацією дорожнього руху (ДТП, проведення дорожніх робіт, тощо), що могло б вплинути на результати поїздки.

В результаті руху автомобіля був отриманий GPS трек, який надалі був перетворений на масив даних, що представляв собою записані з інтервалом одна секунда дані: глобальні координати автомобіля; дата та час запису; час з моменту початку запису (гг:хв:с); миттєва швидкість руху (км/год); відстань, пройдена за один шаг запису (м); накопичена відстань з моменту початку запису (км).

**Результати досліджень.** Найбільш чутливим до дорожніх умов та стану транспортного потоку є миттєва швидкість руху автомобіля, оскільки вона є безпосереднім результатом транспортного процесу. Тривалість інтервалу фіксації параметрів руху автомобіля в 1 с дозволяє отримати графіки руху автомобіля в координатах час-відстань, відстань-швидкість, час-швидкість (рис. 2).

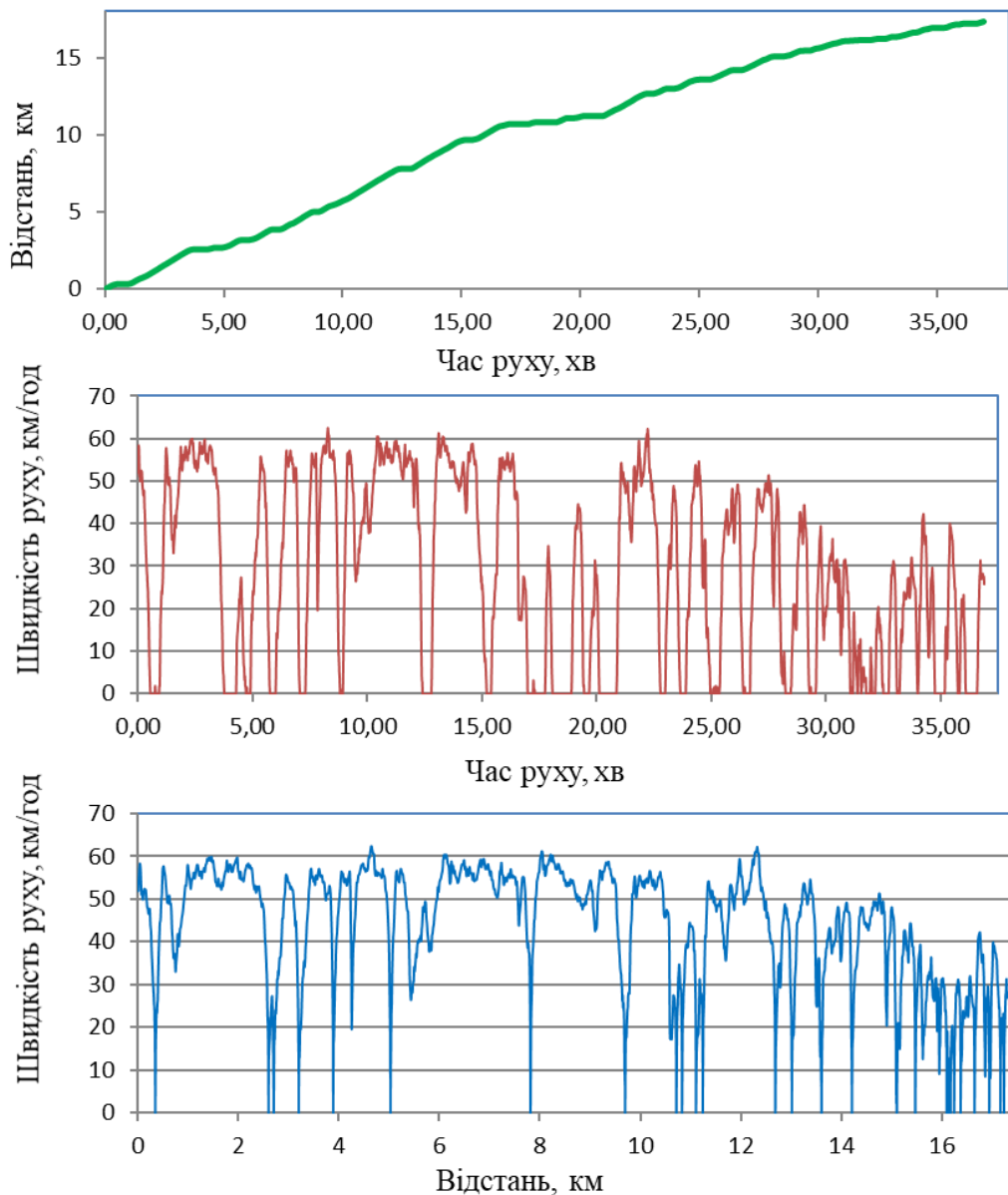


Рис. 2 – Графіки руху автомобіля експериментальним маршрутом

На наведених діаграмах можна побачити, що під час руху автомобіля спостерігаються значні коливання швидкості руху. Більш стабільним режим руху є на початку маршруту, де він пролягає цілком по магістральній вулиці міського значення, у той час як в межах центральної частині міста спостерігаються зупинки та рух у режимі «старт-стоп». Окрім більш високих середніх значеннях швидкості руху на початку маршруту, затримки руху тут спостерігаються у вигляді поодиноких простоїв на підходах до перехрестя. Наприкінці маршруту затримки та простої виникають частіше, які крім іншого обумовлені збільшенням ступеня завантаження дороги та виникненням заторових ситуацій.

В результаті обробки отриманих даних можна розрахувати основні показники якості режиму автомобіля руху на експериментальному маршруті.

Оскільки за умовами експерименту маршруту автомобіль рухався в

умовах реального транспортного потоку від початкового пункту до кінцевого, зупинки відбувалися лише з причин, пов'язаних з організацією дорожнього руху. Середня технічна швидкість на досліджуваному маршруті розраховувалася за формулою

$$V_T = \frac{60 \cdot L_M}{T_p}, \quad (1)$$

де:  $L_M$  - довжина ділянки, км;  $T_p$  - час руху, хв.

Середня технічна швидкість за маршрутом склала 28,2 км/год, що є досить низьким показником як для легкового автомобіля.

Темп руху автомобіля визначався за формулою

$$T = \frac{60}{V_T}, \quad (2)$$

де:  $V_T$  - технічна швидкість, км/год.

Питомий час автомобіля в русі та питомий час простою визначаються

$$T_r = \frac{60}{V_r}; \quad (3)$$

$$T_s = \frac{\sum t_s}{L_M}, \quad (4)$$

де:  $V_r$  - середня швидкість у русі (швидкість руху не менша за 5 км/год), км/год.;  $\sum t_s$  - сумарна тривалість інтервалів простою, хв.;  $L_M$  - довжина маршруту, км.

Для якості процесу дорожнього руху також застосовуються відомі енергетичні критерії: шум прискорення, градієнт швидкості, градієнт енергії [2]. Ці показники дозволяють оцінити такі важливі властивості дорожнього руху як стабільність режиму руху і затримки руху, а також характеризують напруженість роботи водія в процесі керування автомобілем.

Шум прискорення розраховувався за залежністю [1]

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{T_p} \cdot \sum_{i=1}^n (j_t - \bar{j}_t)^2}, \quad (5)$$

де:  $j_t$  - прискорення, м/с<sup>2</sup>;  $\bar{j}_t$  - середнє значення прискорення, м/с<sup>2</sup>;  
 $T_p$  - час руху, с.

Градiєнт швидкостi визначався як [1]

$$G_V = \frac{\sigma_a}{V_T}, \quad (6)$$

Градiєнт енергiї визначався за формулою [1]

$$G_E = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (j_i \cdot V_i - \overline{j_i \cdot V_i})^2}, \quad (7)$$

де:  $\overline{j_i \cdot V}$  - середнє значення твору прискорення та швидкостi, м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>.

Отриманi розрахунковi значення показникiв руху автомобiля за обраним маршрутом наведенi в таблицi 1.

Таблиця 1 – Результати розрахункiв показникiв режиму руху

Показник	Витрачений час, хв.	Технiчна швидкiсть, км/год	Темп руху, хв./км	Питомий час в русi, хв./км	Питомого часу простою, хв./км	Шум прискорення, м/с <sup>2</sup>	Градiєнт швидкостi, с <sup>-1</sup>	Градiєнт енергiї, м/с <sup>2</sup>
Значення	36,93	28,21	2,13	1,68	0,57	0,838	0,0297	0,747

Також було дослiджено змiни умов руху автомобiля на рiзних дiлянках маршруту при наближеннi до центральної частини мiста. Для цього експериментальний маршрут був розбитий на окреми дiлянки довжиною 1 км, для яких були окремо розрахованi значення показникiв режиму руху автомобiля. Результати розрахункiв наведенi в виглядi графiчних залежностей на рисунках 3-6. На графiках також вiдображенi лiнiйнi тренди та вiдповiднi рiвняння регресiї.

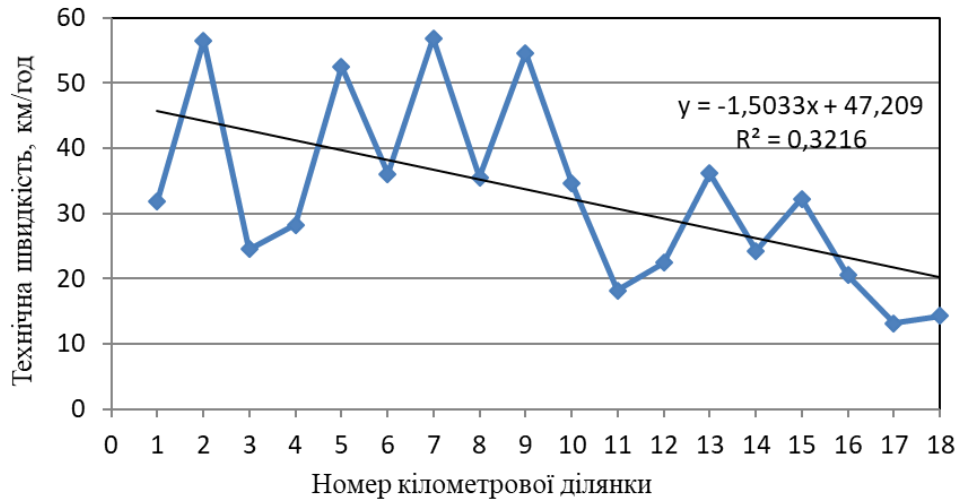


Рис. 3 - Зміни технічної швидкості по довжині маршруту

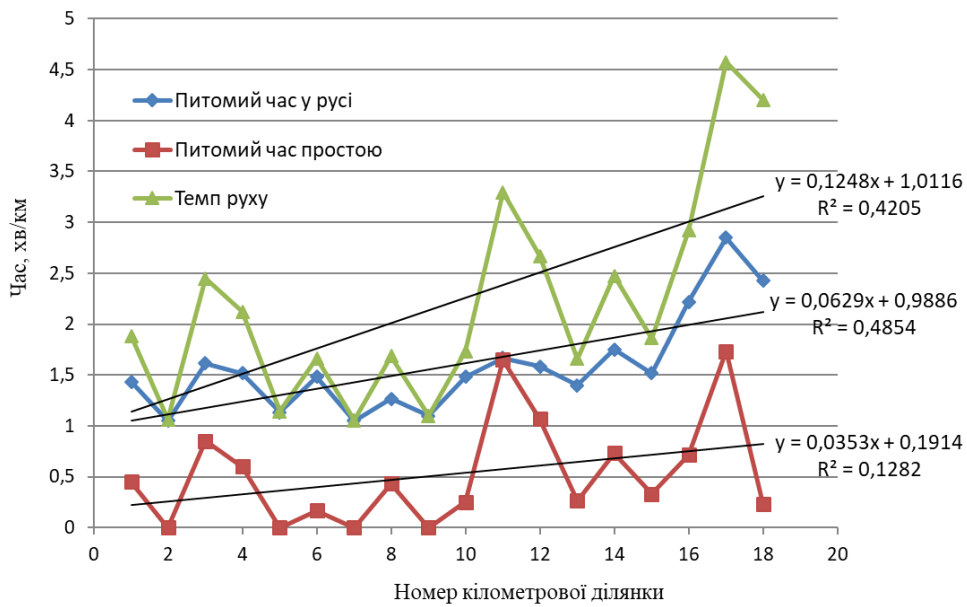


Рис. 4 - Зміна показників часу руху по відрізках маршруту

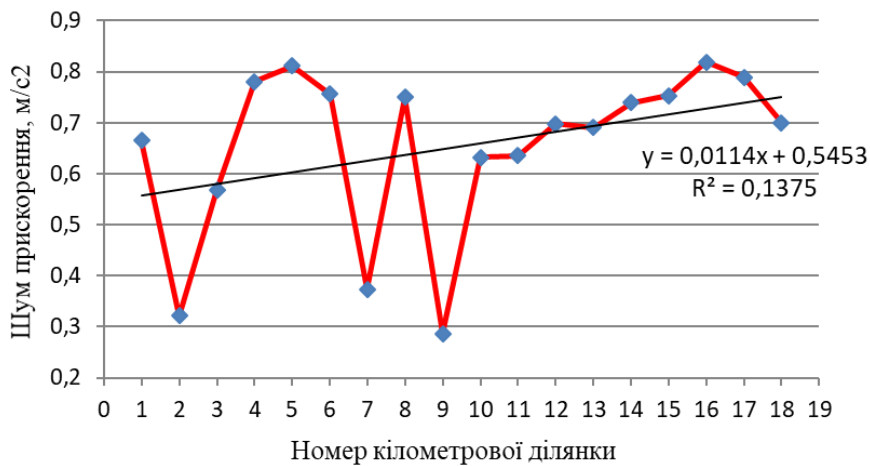


Рис. 5 - Зміна шуму прискорення по відрізках маршруту

З графіку (рис. 3) можна побачити наявність тренду до зменшення технічної швидкості при наближенні до центру міста. Це пояснюється збільшенням ступеня завантаження доріг в межах центральної ділової частини міста та як наслідок, появою додаткових затримок руху автомобіля.

Значне розкидання результатів розрахунку шуму прискорення по ділянках, особливо на першій половині маршруту, можна пояснити локальними змінами транспортних умов при проїзді перехрещень доріг.

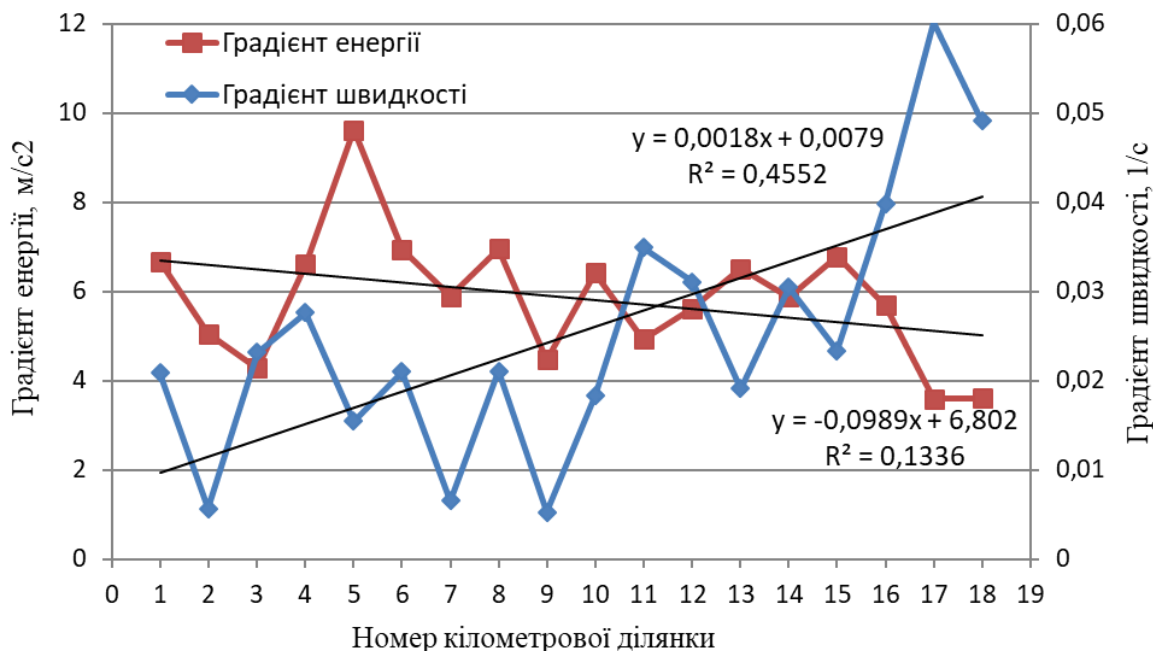


Рис. 6 - Зміна градієнту швидкості та градієнту енергії по відрізках маршруту

Як можна спостерігати з графіків, з наближенням до центральної частини міста в цілому спостерігається погіршення умов руху за енергетичними критеріями. Причиною може бути:

1. Полягання значної частини обраного маршруту по магістральній вулиці міського значення з незначним рівнем завантаження рухом, що на початку маршруту дозволило в значній мірі використовувати підвищену швидкість руху.

2. Занадто великі тривалості циклів світлофорного регулювання на перехрестях уздовж магістральної вулиці, що призводило до зростання затримок руху у випадку, коли автомобіль зупинявся на забороняючий сигнал.

Енергетичні показники, як видно з рис. 5 та 6, в цілому не набувають занадто великих змінень. Зменшення шуму прискорення та градієнту енергії на початку маршруту є очікуваним результатом за рахунок зниження величини прискорень-уповільнень. З графіку зміни градієнту швидкості можна побачити, що даний показник починає стрімко зростати після відмітки 10 км, що може вказувати на якісну зміну умов руху.

**Висновки за результатами дослідження.** Для об'єктивної оцінки умов руху на ВДМ крупних та найкрупніших міст може бути використана методика аналізу GPS треків руху автомобіля в транспортному потоці.

В результаті обробки отриманих даних були побудовані графіки руху автомобіля в координатах відстань-швидкість та час-швидкість. Отримані значення таких показників якості дорожнього руху, як технічна швидкість, темп руху, питомий час у русі, шум прискорення, градієнт швидкості та градієнт енергії

дозволяють оцінити стан дорожнього руху на окремих ділянках ВДМ міста.

Розрахунки для окремих кілометрових ділянок маршруту дозволили дослідити зміну показників якості дорожнього руху по довжині маршруту по мірі наближення до центру міста. При цьому спостерігається тренд до зниження технічної швидкості руху, зростання питомих витрат часу. Також можна спостерігати значну зміну показника градієнт швидкості при в'їзді в центральну частину міста.

### Список використаних джерел

1. Клинковштейн Г.И. Организация дорожного движения. / Г.И. Клинковштейн, М.Б. Афанасьев // Учеб. для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М: Транспорт, 2001 – 247 с.
2. Дрю Д. Теория транспортных потоков и управление ими / Д. Дрю - М.: Транспорт, 1972. – 424 с.
3. Рябушенко О.В. Вплив обмеження швидкості на показники ефективності дорожнього руху в умовах великого міста / Рябушенко О.В., Наглюк І.С. // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2017.– №1(10).– С. 97-101.
4. Басков В.Н. Оценка условий дорожного движения с учетом показателей транспортного потока / В.Н. Басков, Н.Г. Белобрыкина // Научно-методический электронный журнал «Концепт». – 2015. – Т. 35. – С. 171–175.

### Аннотация

#### **ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ В УСЛОВИЯХ ГОРОДА ПО ДАННЫМ GPS ТРЕКА**

Рябушенко А.В., Наглюк И.С., Шевцов Д.Д.

*Исследован режим движения легкового автомобиля в транспортном потоке в городе Харькове методом анализа GPS трека. Получены графики изменения скорости движения автомобиля во времени и по длине маршрута. Установлены значения показателей режима движения автомобиля: средняя техническая скорость, темп движения, удельный время в движении, удельный время простоя, шум ускорения, градиент скорости, градиент энергии. Исследовано изменение указанных показателей по отдельным участкам маршрута от окраины к центру города.*

### Abstract

#### **THE RESEARCH OF THE DRIVING MODE OF THE VEHICLE IN THE URBAN CONDITIONS ACCORDING TO GPS TRACK**

A.V. Ryabushenko, I.S. Naglyuk, D.D. Shevtsov

*The article is considered the driving mode of a car in a traffic flow in the city of Kharkiv using the GPS track analysis method. The graphs of changes in the movement speed of the vehicle in time and along the route were obtained. The values of indicators of the driving mode of the car were established: average technical speed, rate of movement, specific time in motion, specific idle time, acceleration noise, speed gradient, energy gradient. The change in these indicators for individual sections of the route from the outskirts to the city center was investigated.*



## ЗМІСТ

ВПЛИВ КРИВИЗНИ РЕШЕТА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СОРТУВАННЯ НАСІННЯ СОНЯШНИКА Бакум М.В., Крекот М.М., Майборода М.М., Винокуров М.О., Вотченко О.С. ....	6
ДООЧИЩЕННЯ ТА СОРТУВАННЯ НАСІННЯ САФЛОРУ НА ВІБРОФРИКЦІЙНОМУ СЕПАРАТОРІ Бакум М.В., Михайлов А.Д., Козій О.Б., Чалая О.С., Беляєв В.В., Никоненко В.В., Сивопляс Р.Ю. ....	12
ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ РЕШЕТНИХ СЕПАРАТОРІВ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ПОСІВНОГО МАТЕРІАЛУ САФЛОРУ Бакум М.В., Крекот М.М., Михайлов А.Д., Козій О.Б., Майборода М.М., Пузік В.К., Чалая О.С., Басов О.І., Циба М.В. ....	18
ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ Барабаш Г.І., Таценко О.В. ....	26
ПРОСАПНА СІВАЛКА З МЕХАТРОННИМ ПРИСТРОЄМ ДЛЯ ЯКІСНОЇ ЗАРОБКИ НАСІННЯ Бакум М.В., Пастухов В.І., Кириченко Р.В., Басов О.І., Кириченко О.А. ....	35
ФОРМУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТООБРОБНИХ МАШИН МЕТОДАМИ ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ Сокол С.П., Волик Б.А. ....	40
УДОСКОНАЛЕННЯ ЗЕРНОВОЇ СІВАЛКИ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИСІВУ НАСІННЯ ПО ГЛИБИНІ Бакум М.В., Пастухов В.І., Морозов І.В., Кириченко Р.В., Басов О.І., Крохмаль Д.В. ....	47
ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА З НАХИЛЕНИМ ПОВІТРЯНИМ КАНАЛОМ НА ПОПЕРЕДНЬОМУ ОЧИЩЕНІ НАСІННЄВИХ СУМІШЕЙ САФЛОРУ Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Шептур О.А., Пузік В.К., Чалая О.С., Циба М.В., Вотченко О.С. ....	52
УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ НАВІСКИ РОБОЧИХ ОРґАНІВ ПОСІВНИХ МАШИН Кіральгазі І.І. ....	57
КОНТРУКТИВНИЙ АНАЛІЗ ТУКОВИХ МАШИН ІЗ ШНЕКОВИМ РОБОЧИМ ОРґАНОМ І ЇХ УДОСКОНАЛЕННЯ Курлов В.І., Фесенко Г.В., Поляков А.М. ....	62

РЕЗУЛЬТАТИ СТЕНДОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ РОЗПИЛЮВАЧІВ ПЕСТИЦИДІВ Кобець О.М., Кузьменко О.Ф. ....	69
РЕЗУЛЬТАТИ ВИРОБНИЧИХ ВИПРОБУВАНЬ ПНЕВМАТИЧНОГО СЕПАРАТОРА НА ДОДАТКОВОМУ СОРТУВАНІ НАСІННЯ ГОРОХУ Бакум М.В., Крекот М.М., Абдуєв М.М., Майборода М.М. ....	74
ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТАЯ МЕТОДИКА ПРЕДПОСЕВНОЙ ПОДГОТОВКИ СЕМЯН Панкова О.В. ....	78
INCREASING THE RELIABILITY OF AGRICULTURAL MACHINERY WORK Spirin A., Polievoda Y., Tverdokhlib I. ....	86
РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕХНОЛОГІЙ ВНЕСЕННЯ ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ Мельник В.І., Романащенко О.А., Циганенко М.О., Калюжний О.Д., Качанов В.В. ....	91
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ТРАКТОРА МАРКИ «ПМЗ 10280» МЕТОДОМ ЕЛЕКТРОДУГОВОЇ МЕТАЛІЗАЦІЇ Пономаренко А.М., Кравченко В.С., Терещенко Ю.Ф. ....	100
РОЗРОБКА ПІДХОДУ ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНО БЕЗПЕЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВИПАРНИХ УСТАНОВОК У СИСТЕМІ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ЦУКРОВИХ ЗАВОДІВ Ляшенко С.О., Фесенко А.М., Ляшенко О.С., Кісь О.В. ....	107
ВПЛИВ РІЗНИЦІ КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ КОЧЕННЮ ВЕДУЧИХ КОЛІС НА СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ ЗАНОСУ Клец Д.М., Дубінін Є.О., Слинченко І.В., Полянський О.С. ....	118
ДІАГНОСТУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ОКРЕМИХ ЦИЛІНДРІВ АВТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ МЕТОДОМ ЇХ ВІДКЛЮЧЕННЯ Молодан А.О. ....	130
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОВНОПРИВІДНИХ АВТОМОБІЛІВ ПРОТИ ЗАНОСУ НА ДОРОЗІ З НИЗЬКИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З ДОРОГОЮ Кайдалов Р.О., Літвінов О.В., Кудімов С.А., Подригало М.А. ....	137
ОПТИМІЗАЦІЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ БРИКЕТУВАННЯ Полянський О.С., Дьяконов О.В., Д'яконов В.І., Скрипник О.С. ....	149
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БОРТОВЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ ДЛЯ БЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ НА УКЛОНАХ Полянский А.С., Кириенко Н.М., Задорожня В.В., Переверзева Л.Н. ....	164

ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА ТРИВАЛІСТЬ РОБІТ ПІД ЧАС ВИГОТОВЛЕННЯ ПАЛИВНИХ БРИКЕТІВ ІЗ РОСЛИННИХ ВІДХОДІВ Полянський О.С., Дьяконов О.В., Д'яконов В.І., Скрипник О.С. ....	169
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЯГОВОЇ ДИНАМІКИ ТРАКТОРА ХТЗ-243К Мельник В.І., Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Кісь В.М., Галич І.В....	181
МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДОВЖИН ВАЛІВ ОДНОСТУПІНЧАСТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ Коломієць В.В., Богданович С.А., Рідний Р.В., Свіргун О.А., Харченко С.О., Півень М.В.....	188
УКРАЇНА: РИНОК СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ. АНАЛІЗ ТА ПЕРСПЕКТИВИ Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Галич І.В., Антощенкова В.В., Козлов О.С. ....	194
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗПРИСКУВАЧА РІДКИХ ХІМІКАТІВ Калюжний О.Д., Рідний Р.В., Романащенко О.А., Ростовський І.Р. ....	201
МЕХАТРОННА ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА Кісь О.В., студ., Антощенко Р.В. ....	206
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА ПРОГОНКИ ПРИ РАСЧЁТЕ ТРЁХМЕРНОГО ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ НАХОДЯЩЕЙСЯ МЕЖДУ ДВУХ СИНХРОННО КОЛЕБЛЮЩИХСЯ РАБОЧИХ ПЛОСКОСТЕЙ ВИБРОМАШИНЫ Лукьяненко В.М., Никифоров А.А., Никифорова А.П. ....	214
СТЕНД І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВОГО ЗАВАНТАЖУВАЧА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ Ляшук О.Л., Рогатинська О.Р., Слободян Л.М., Гудь В.З., Клендій В.М., Гупка В.В. ....	226
ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ У ГВИНТОВОМУ КОНВЕЄРІ-ЗМІШУВАЧІ ІЗ ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ ТА ГОФРОВАНІМ ШНЕКОМ Дячун А.Є., Ляшук О.Л., Котик Р.М., Михайлюк В.П., Гандзій В.С. ....	233
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРґАНІВ Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Третьяков О.Л., Навроцька Т.Д., Круглик О.А. ....	244
ЗАСТОСУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНОЇ ТЕОРІЇ ПРИ АКУСТИЧНІЙ ОБРОБКИ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ Заїченко В.І. ....	252
СПОСІБ НАВИВАННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ РОБОЧИХ ОРґАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ Гевко І.Б., Круглик О.А., Гудь В.З., Дубиняк Т.С. ....	261

РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ БАГАТОШАРОВОГО ОСКЛІННЯ СПЕЦІАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕННЯХ	
Сметанкіна Н.В., Бредихін В.В.....	267
КОНСТРУКТИВНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СЕПАРИРОВАНИЯ СЕМЕННЫХ СМЕСЕЙ НА ВИБРАЦИОННЫХ СЕМЯОЧИСТИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ	
Лукьяненко В.М., Лукьяненко А.В., Никифоров А.А., Никифорова А.П. ....	277
ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ЕКСТРУДЕРІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ КОМБІКОРМІВ	
Гончар В.А., Каплун П.В. ....	283
ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ АВТОМОБІЛЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	
Дюндик С.М., Кісь В.М., Галич І.В. ....	292
ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРИСТОГО ЭЛЕМЕНТА ПЕНОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ВНУТРИПОЧВЕННОГО ВНЕСЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕДСТВ ХИМИЗАЦИИ В СЛОИ ПЕНЫ	
Лукьяненко А.В. ....	301
ТЕОРЕТИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА	
Лебедев А.Т. ....	304
МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ЕРГОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРІВ НА РИНКУ УКРАЇНИ	
Лебедев А.Т., Шуляк М.Л., Калінін Є.І., Луньова Д.А., Лебедев С.А. ....	315
СПОЖИВЧІ ВЛАСТИВОСТІ ТРАКТОРІВ НА ВТОРИННОМУ РИНКУ	
Лебедев С.А., Лебедев А.Т.....	327
КРИТЕРИИ ВЫБОРА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ	
Мигаль В.Д., Лебедев А.Т., Шуляк М.Л., Калинин Е.И. ....	334
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ В СКЛАДІ АГРЕГАТУ ЗМІННОЇ МАСИ	
Шуляк М.Л., Крамаренко О.В., Марченков С.П. ....	344
АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ЗЕРНОСУШАРКИ ШАХТНОЇ ТИПУ ЗШ (ЗШ-1500Г)	
Балабай Т.О., Коробко А.І., Шуляк М.Л., Кіреєва О.С.....	350
АНАЛІЗ ВИПРОБУВАНЬ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА НА СОЛОМІ КТ-601М ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА	
Тетівник Г.О., Козлов Ю.Ю., Шуляк М.Л., Єсіпов О.В. ....	362

ЩОДО ПИТАННЯ ТОЧНОСТІ СЛІДКУВАННЯ ПРИ АВТОВОДІННІ АГРЕГАТУ З НАВІСНИМ ЗНАРЯДДЯМ Поляшенко С.О., Єсіпов О.В., Манойло В.М. ....	370
ЕФЕКТИВНЕ СПАЛЮВАННЯ ТВЕРДОЇ БІОМАСИ Єсіпов О.В., Поляшенко С.О., Манойло В.М., Пікалов А.В. ....	378
ХАРАКТЕРИСТИКА РОЗВ'ЯЗАННЯ НЕФОРМАЛІЗОВАНИХ ЗАДАЧ СТОСОВНО ДО ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБІВ Бажинова Т.О., Берус С.В. ....	388
РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ СУЧАСНИХ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ Шевченко І.О., Кулаков Ю.М., Станіславенко А.В. ....	393
ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОМБІНОВАНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ Макаренко М.Г., Кулаков Ю.М., Макаренко О.М. ....	402
ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОМБІНОВАНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ ВИКОРИСТАННЯМ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ СИСТЕМИ АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ Макаренко М.Г., Кулаков Ю.М., Макаренко О.М. ....	408
КЕРОВАНІСТЬ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ Колеснік І.В., Лупенко В.В. ....	418
АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СИСТЕМ ПІДЖИВЛЕННЯ РОСЛИН ДВООКИСОМ ВУГЛЕЦЮ НА ВИРОБНИЧИЙ ПЕРСОНАЛ ТЕПЛИЦЬ Бойко А.І., Савченко Л.Г., Савченко В.М. ....	422
АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СКЛАДОВИХ СИСТЕМ ЗРОШУВАННЯ РОСЛИН В УМОВАХ ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ Міненко С.В., Савченко В.М., Махов О.А. ....	429
ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ОЗОНУ У ШАРІ ЗЕРНА ПРИ ЙОГО СУШІННІ Цуркан О.В., Присяжнюк Д.В., Спірін А.В. ....	436
ІНТЕГРАЛЬНИЙ ПОКАЗНИК ЯКОСТІ ҐРУНТУ ДЛЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ОЦІНКИ Любимова Н.О., Шептур О.А., Горбаньов А.П., Циба М.В. ....	440
ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМУ РУХУ АВТОМОБІЛЯ В УМОВАХ МІСТА ЗА ДАНИМИ GPS ТРЕКУ Рябушенко О.В., Наглюк І.С., Шевцов Д.Д. ....	448

**ВІСНИК**  
**ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

Випуск 198

«Механізація сільськогосподарського виробництва»

Відповідальний за випуск: Власовець В.М.

Редактори: Пастухов В.І., Лебедєв А.Т., Артёмов М.П., Пузік В.К.,  
Антощенков Р.В., Харченко С.О., Лук'яненко В.М., Кірієнко М.М.

Комп'ютерна верстка: Кречот М.М., Козлов Ю.Ю., Сировицький К.Г.,  
Богданович С.А., Маренич О.Р.

Підписано до друку 25.04.2019. Здано до набору 25.04.2019.  
Формат 60×84 1/16. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.  
Офсетний друк. Умов. друк. арк. 19,45  
Тираж 300 примірників

---