

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО  
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий  
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

**Випуск 44**

КІРОВОГРАД • 2014

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 44. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – 312 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень, технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Наводяться практичні рекомендації із використання результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській та інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових та інженерно-технічних працівників науково-дослідних установ, ВНЗ, конструкторських організацій та промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол від 24 листопада 2014 року №3.

Редакційна колегія: Черновол М.І., д.т.н., проф. – головний редактор;  
Петренко М.М., к.т.н., проф. – заст. головного редактора;  
Петренко Д.І., к.т.н. – відповідальний секретар;  
Адамчук В.В., д.т.н.;  
Бойко А.І., д.т.н., проф.;  
Бойко Л.Й., д.т.н. (Білорусь);  
Булгаков В.М., д.т.н., проф.;  
Гамалій В.Ф., д.ф.-м.н., проф.;  
Кропівний В.М., к.т.н., проф.;  
Лобачевский Я.П., д.т.н., проф. (Росія);  
Носуленко В.І., д.т.н., проф.;  
Осадчий С.І., д.т.н., проф.;  
Павленко І.І., д.т.н., проф.;  
Сало В.М., д.т.н., проф.;  
Свірень М.О., д.т.н., проф.  
Vladimir Jurcha, д.т.н., проф. (Чехія);  
Janusz Nowak, д.т.н., проф. (Польща);  
Marian Wesołowski, д.т.н., проф. (Польща);

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

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

UDC 631.33.02

**Katerina Vasytkovs'ka, candidate of technical sciences, Olexyi Vasytkovs'kyy, assistant professor, candidate of technical sciences, Sergiy Leschenko, assistant professor, candidate of technical sciences, Dmytro Petrenko, assistant professor, candidate of technical sciences**

*Kirovohrad National Technical University*

## Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops

In order to provide sowing of sugar beetroot seeds there was experimentally conformed theoretical research and characterization of peripherally based cells of the pneumatic mechanical seeding machine of accurate sowing.

**seeds, cell, bending radius, cell disc, seeding machine**

**Е.В. Васильковская, канд. техн. наук, А.М. Васильковский, доц., канд. техн. наук, С.М. Лешенко, доц., канд. техн. наук, Д.И. Петренко, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Определение параметров периферийно расположенных ячеек пневмомеханического высевающего аппарата для точного высева семян пропашных культур**

Для обеспечения высева семян сахарной свеклы экспериментально согласовано с теоретическими исследованиями параметры периферийно расположенных ячеек нового пневмомеханического высевного аппарата для точного посева.

**семена, ячейка, радиус закругления, диск, высевающий аппарат**

The quality of seed dosage to the furrow depends on the uniformity of seeds layout on the seeding disc. That is why the approach for selection the form of the holes on the disc is the determinant initial condition for equal dosage [1].

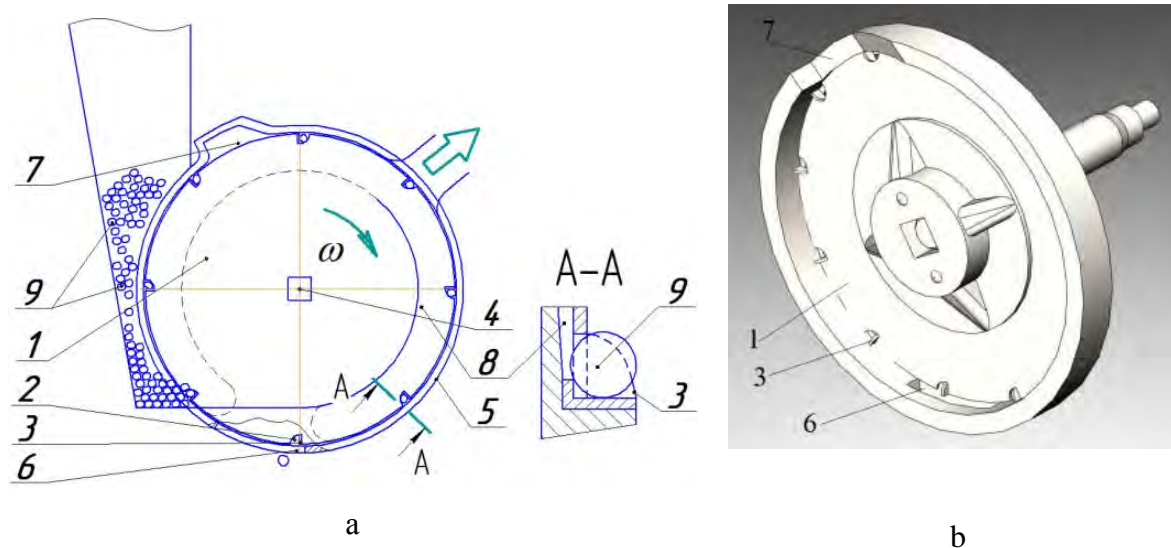
The main characteristic of the new seeding machine (fig. 1) is the usage of the seeding disc with peripheral location of the cells. Behind them, on the disc internal surface, there are blades for the forced taking of the seeds by the disc in the working chamber and their further transportation to the release zone [2, 3].

The main parameter of the cell of the experimental disc is the bending radius of generatrix which influences not only the hole area and seeds' suction process but also the capability of a suctioned seed to leave the cell at release location right in time without any delay or wedging.

Characterization of rational parameters of the cells of seeding disc was done through calculation of the necessary coefficient value of filling the cells with seeds of various sizes. For that purpose, the sort seeds of sugar beetroot "Bilotserkivskyy odnonasinnyy 45" were divided into four sub-fractions with the help of sieves with round holes (3,5-4,0 mm; 4,0-4,5 mm; 4,5-5,0 mm; 5,0-5,5 mm) (fig. 2).

The experiments were carried out using discs with radiuses of tangent cells 5,0 mm and 6,0 mm, which correspond to their areas 9,6 mm<sup>2</sup> and 16,3 mm<sup>2</sup> correspondently (fig. 3).

Dilution  $\Delta P$  in the vacuum chamber was 0,2 kPa, and peripheral speed of the cells  $V_k$  – 2 m/s.



1 – seeding disc; 2 – cell; 3 – blade; 4 – driving shaft; 5 – housing; 6 – seeds exit;  
7 – passive appliance for extracting excessive seeds; 8 – vacuum chamber; 9 – seeds

Figure 1 – Suggested pneumatic and mechanical sowing apparatus: a – drawing; b – three-dimensional model

The criterion for definition of rational parameters of sowing disc is the coefficient of filling cells by the seeds of corresponding sub-fractions (first – 3,5-4,0 mm; second – 4,0-4,5 mm; third – 4,5-5,0 mm; fourth – 5,0-5,5 mm).



Figure 2 – General view of sub-fractions of sugar beetroot seeds

According to the results of the research we got the dependence of the coefficient of filling of cells of the sowing disc  $K$  for corresponding sub-fractions of sugar beets seeds for discs with radiuses of generatrix cells 5,0 mm and 6,0 mm (fig. 4) [4, 5].

As seen from the diagram of the dependence of the coefficient of filling of cells of the dilution in the vacuum chamber with the radius of generatrix cell according to 5 mm and 6 mm, both discs are characterised by the presence of duplicates for the first sub-fraction (3,5-4,0 mm).

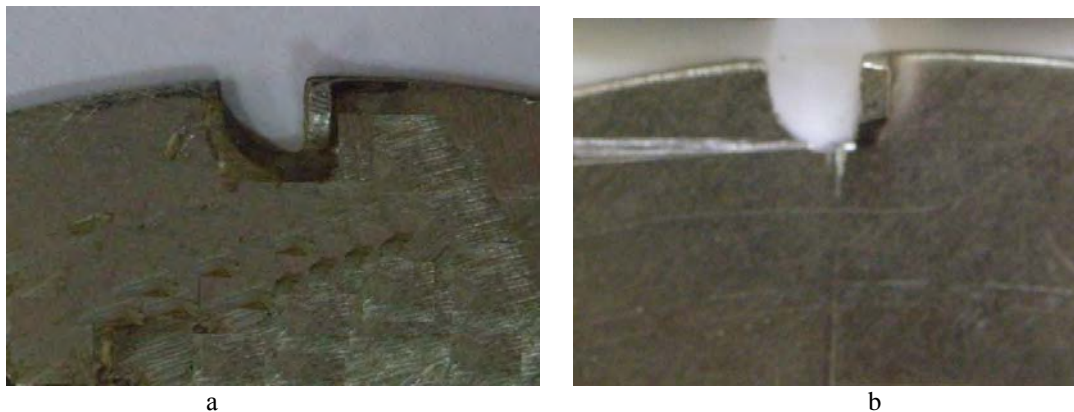


Figure 3 – General view of the cells on the sowing disc:  
 a – cell with the generatrix radius 5 mm; b – cell with generatrix radius 6 mm.

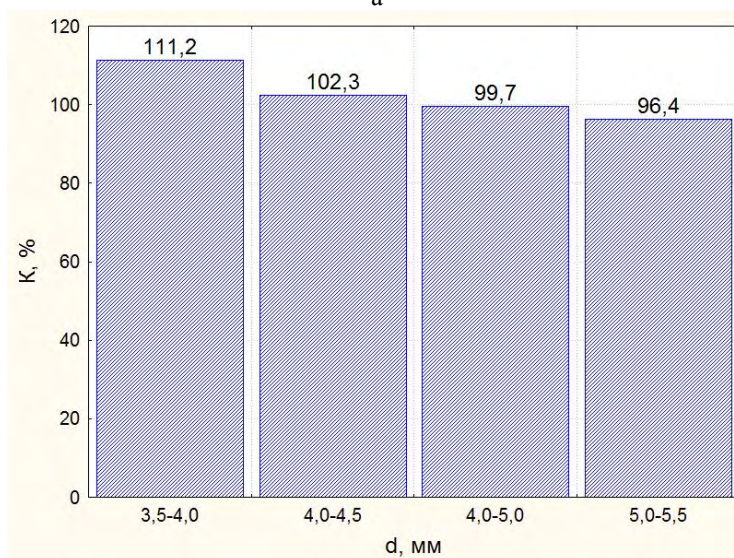
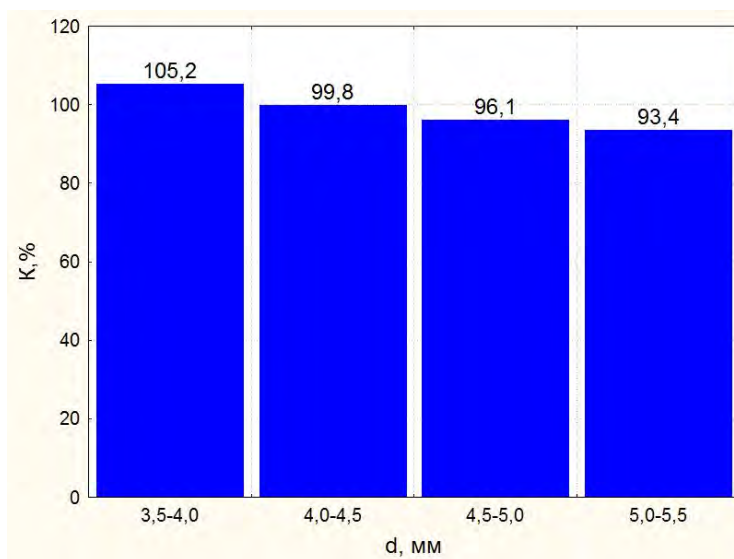


Figure 4 – Dependences of the coefficient of filling the cells for corresponding sub-fractions of sugar beetroots with generatrix of cells according to:  
 a – 5,0 mm; b – 6,0 mm

The disc with the radius of generatrix cell of 5 mm is characterised by nearly 100% of filling cells for the second sub-fraction (4,0-4,5 mm) and decrease of the filling coefficient for the third sub-fraction (4,5-5,0 mm) and the fourth sub-fraction (5,0-5,5 mm). The disc with the radius of generatrix cell of 6 mm is characterized by the presence of duplicates for the second sub-fractions (4,0-4,5 mm), almost 100% of cell filling for the third sub-fraction (4,5-5,0 mm) and the decrease of the filling coefficient for the fourth sub-fraction (5,0-5,5 mm).

Taking into account the experiments it is possible to state that in order to provide sowing of sugar beetroot, the bending radiuses of generatrix cells should be allocated within 5...6 mm, which generally corresponds to the results of theoretical research with the defined generatrix radius of 5,7 mm [6].

## References

1. Петренко М.М. Аналіз конструкцій висівних апаратів точного висіву / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2010. – Вип. 93. – С. 157-163.
2. Петренко М.М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. –Т. 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2011. – Вип. 107. – С. 359-363.
3. Пат. 77191 У Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. (Україна); заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. №3.
4. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / Владимир Боровиков. – СПб. : Питер, 2003. – 688 с.
5. Вуколов Э.А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов STATISTICA и EXCEL: Учебное пособие. / Э.А. Вуколов. – М.: Форум, 2008. – 464 с.
6. Петренко М.М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Вип. 41; Ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.

**К.В. Васильковська, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Визначення параметрів периферійно розташованих комірок пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур**

Якість дозування насіння до борозни залежить, в першу чергу, від рівномірності розташування насіння на висівному диску. На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного університету запропоновано нову конструкцію висівного апарата, який забезпечує більш якісне дозування насіння. Головною особливістю нового висівного апарата є використання висівного диска з периферійним розташуванням комірок, за якими на його внутрішній поверхні розмішені лопатки для примусового захоплення насіння диском в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання.

З метою визначення раціональних параметрів комірок висівного диска виготовлена експериментальна установка і проведені дослідження по визначенню потрібного значення коефіцієнта заповнення комірок насінням різних розмірів. Досліди проводили, використовуючи диски з радіусами твірних комірок 5,0 мм та 6,0 мм, які відповідають їх площам 9,6 мм<sup>2</sup> та 16,3 мм<sup>2</sup> відповідно. Розрідження у вакуумній камері становило 0,2 кПа, а колова швидкість комірок – 2 м/с.

На підставі проведених дослідів можна стверджувати, що для забезпечення висіву насіння цукрового буряку, радіуси заокруглення твірних комірок повинні знаходитись в межах 5...6 мм, що в цілому узгоджується з результатами теоретичних досліджень, згідно з якими визначений радіус твірної становить 5,7 мм.

**насіння, комірка, радіус заокруглення, диск, висівний апарат**

Одержано 15.10.2014

УДК 631.354:633.1

Д.А. Дерев'янку, доц., канд. с-г наук

*Житомирський національний агроекологічний університет*

## Вплив травмування на міцність насіння зернових культур

В статті розглядаються дослідження травмування та руйнування зернівок від впливу зовнішніх та внутрішніх факторів.

**зернівка, травмування, деформація, тріщини, міцність**

Д.А. Дерев'янку, доц., канд. с-х наук

*Житомирский национальный агроэкологический университет*

**Влияния травмирования на прочность семян зерновых культур**

Рассматриваются исследования травмирования и повреждений зерновки от влияния внешних и внутренних факторов.

**травмирования, деформация, трещины, прочность**

**Постановка проблеми.** Велика увага підготовленні насіннєвого матеріалу приділяється на протязі сотень років.

Наукові дослідження та конструкторські вдосконалення щодо підвищення пропускної спроможності, продуктивності та ефективності зернозбиральних машин будуть головними завданнями найближчої перспективи. А це в значній мірі залежатиме від режимів роботи та якісних характеристик очистки комбайнів. Адже площа сепарувальних поверхонь нинішніх зернозбиральних комбайнів вітчизняного виробництва менша порівняно до кращих зарубіжних аналогів.

Значним негативом є відставання з удосконаленням і запровадженням новітніх технологій збирання, післязбирального дороблення зернового вороху, підготовки насіння та сівби. Адже нинішні технічні засоби та технологічні лінії не в повній мірі забезпечують отримання високоякісного насіння у зв'язку з тим, що на довгому шляху технологічних процесів зернівки знаходяться під впливом факторів зовнішньої та внутрішньої дії, значних механічних навантажень та шкідливої дії мікроорганізмів.

Збільшення проходження зернівок через додаткову кількість механізмів та зміна режимів роботи при збиранні та підготовленні насіння і сівбі призводить до збільшення втрат, травмувань та погіршення якості насіння, що вимагає постійного вдосконалення і модернізації технічних засобів, покращення регулювання та контролю за протіканням виробничо-технологічного процесу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Виробництво зерна та підготовки насіння включає комплекс технологічних операцій вирощування, догляду, збирання, післязбиральної обробки зернового вороху, при потребі сушіння, сортування і калібрування, очищення, завантаження, протруювання та сівби. В зв'язку з цим, травмування зернівки є наслідком впливу механічних навантажень таких механізмів технологічних процесів як жниварка, молотильний барабан, решітний стан, шнеки, завантажувальні та транспортувальні засоби, різноманітні механізми, що використовуються для післязбирального оброблення зернового вороху, підготовки насіння, переміщення завантажувачами, протруювання та сівба.

Результати досліджень І.Г. Строни, О.П. Тарасенка, В.І. Оробінського [6, 7] та інших свідчать про те, що травмування зернівки при обмолочуванні сягає 20% і навіть більше, а після доробляння зернового вороху та підготовки насіння і сівби їх кількість значно зростає.

Дослідження В.М. Дрінча [2] показують, що травмування зернівки під час обмолочування зернозбиральними комбайнами інколи сягає навіть 30...35% і більше, а при підготовлянні насіння досягає навіть 50% в залежності від вологості та засміченості.

Дослідження показують, що зниження травмування зернівок відбувається при використанні комбайнів з аксіально-роторним молотильно-сепарувальним пристосуванням де барабанно-молотильний агрегат і клавішний соломотряс замінений одним обертальним у циліндрі робочим органом – ротором.

Дослідження Ю.В.Лукинського[6] свідчать про те, що при обмолочуванні комбайнами з автоматичними регулюванням завантаження, пошкодження жита не перевищувало 2%, а при його відсутності сягало 8-12%.

Академік П.А. Ребендер[6] встановив, що рідина і наявні в ній біологічно-активні речовини просочуються в найтонші тріщини, внаслідок чого стінки тканин не можуть змикатися після зняття навантажень у зв'язку із наявністю прошарку із тоненької плівки із адсорбційного шару який буде перешкоджати цьому.

Результати досліджень фракціонування зернового вороху при використанні сортувальних решіт різних зернових машин показують їх вплив на травмування, розподілення та якість насіння, що відзначається у роботах А.П. Тарасенка, Б.І. Котова, В.І. Оробінського, М.Е. Мерчалової, В.В. Кузнецова, Л.В. Фадеева [3, 4, 5, 6, 7] та інших.

У створенні фундаменту наукових основ теорії взаємовпливу робочих поверхонь механізмів, зернових сумішей, віброрешітного сепарування і фракціонування та їх впливу на пружність, деформацію і травмування з метою пошуку оптимальних параметрів ощадливих режимів їх роботи висвітлено у працях П.В. Василенка, П.М. Заїки, В.П. Горячкіна, А.Н. Пугачова, О.П. Тарасенка, Л.М. Тіщенко, В.В. Кузнецова [1, 2, 5, 6, 7, 8, 9] та інших.

Дослідження І.Г. Строни, О.П. Тарасенка, В.М. Дрінча, П.М. Пугачова, С.А. Чазова, В.І. Оробінського [3, 6] та інших свідчать, що травмування зернівок залежить від комплексу фізико-механічних і біологічних властивостей насіння, а також від підбирання і кількості обладнання на якому проходить його підготовлення, при цьому необхідно зазначити, що кількість травмованих зернівок у насінневому матеріалі може сягати у деяких випадках 60 – 90% і навіть більше.

**Мета досліджень.** Виявлення впливу травмування зернівок під час обмолочування та післязбирального обробітку вороху на якісні показники насіння.

Визначення ефективності післязбиральної підготовки високоякісного насіння озимої пшениці та жита на різних стадіях технологічних процесів в різних ґрунтово-кліматичних умовах.

Визначити шляхи зниження травмування зернівок на цих стадіях технологічних процесів і пошкодження їх мікроорганізмами як одного з головних резервів покращення якісних показників насіння та підвищення урожайності зернових культур.

**Результати досліджень.** При виконанні технологічних процесів на зернівку впливають зовнішні та внутрішні системи, які вже проходили до цього етапу, що спричиняють виникнення в зернівці напружень, які спонукають до активного переміщення всієї органічної маси, внаслідок чого відстані між окремими частинками збільшуються, що викликає послаблення спротиву до руйнування всієї зернівки. Під час дальшого протікання процесу відбувається поступове зростання цих впливів, що призводить до зростання відстаней між атомами та сприяє створенню умов для подолання потенційного бар'єру при переході від стійкого стану рівноваги до нестійкого, а в подальшому ця відстань між окремими шарами атомів стає дуже

великою, що створює всі передумови для виникнення тріщиноподібного утворення – розриву, яке, навіть після припинення навантаження, не зникається.

Проте руйнування зернівок, тобто утворення тріщин слід розглядати як факти, що складаються з двох стадій: зародження умов для утворення майбутньої тріщини, тобто фізичні особливості руйнування, та поширення її розвитку або механіка руйнування. Процеси руйнування на кожній із цих стадій підпорядковуються різним закономірностям, зв'язки між якими до цього часу вивчені недостатньо, а саме знання цього зв'язку дасть можливість повного розуміння процесу травмування, та особливо взаємозв'язку між макротравмуванням і мікротравмуванням.

Серед критеріїв міцності будуть умови настання небезпечного стану в певній точці в час розгляду, класична теорія міцності.

Під час стійкого впливу тріщина нерухома під дією постійних зовнішніх навантажень, а для її розвитку, відповідно, необхідно збільшувати такі навантаження, тобто від дії зовнішніх впливів тріщина розвивається, а це відбувається тоді, коли коефіцієнт інтенсивності досягає критичної величини. Початок збільшення тріщини, тобто перехід межі тріщинуватості і буде додатковим критерієм вирішення граничної рівноваги тіла з тріщиною.

Внаслідок поступового протікання процесу, в кінці тріщини виникає пластична зона, коли на початку розриву зусилля через неї не передається, але при зростанні напруги в кінці руйнування виникають додаткові зусилля в зоні пластичних деформацій.

В результаті зростання та накопичення таких додаткових зусиль в зоні пластичних деформацій відбувається накопичення мікропошкоджень, які є основою створення умов для майбутнього розриву або тріщиноутворення, а потім і руйнування.

Таким чином, руйнування зернівки настає в тому випадку, коли максимальне пошкодження  $\sigma$  менше від напружень, які виникають від механічних або інших впливів  $\sigma_1$ . У зв'язку з цим, щоб руйнування зернівки відбувалося необхідна умова

$$\sigma \leq \sigma_1.$$

Розміри пластичної зони та інтенсивність пластичних деформацій в цій зоні регулюються коефіцієнтом інтенсивності напруги

$$k = \sigma_1 \sqrt{L\pi},$$

де  $L$  – довжина деформації зернівки,

та особливістю матеріалів. Напруги в кінці тріщини змінюємо максимальним значенням основної напруги  $\sigma_1$  в небезпечній точці, маючи на увазі, що саме з цієї точки настає початок тріщини. Напруга  $\sigma_1$  приймає тут участь ще й через те, що через порушення міцності у цій небезпечній точці в реальності пов'язується з теорією міцності.

Для справедливості положень лінійної механіки розвитку тріщини її довжину  $L$ , або напівдовжину необхідно збільшувати в кожную сторону на половину довжини пластичної зони

$$r_y = \frac{K_C^2}{2\pi\sigma_{0,2}^2},$$

де  $\sigma_{0,2}^2$  – умовна межа плинності.

$K_C$  – граничний коефіцієнт інтенсивності напружень

В результаті такого фіктивного збільшення довжини тріщини  $L + r_y$  елементи пружного і пружнопластичного рішення співпадають в області пружності.

Граничний коефіцієнт інтенсивності напружень  $K_C$  можна визначити за допомогою побудованої діаграми руйнування зернівок відповідно до різноманітної довжини цих руйнувань. Згідно зі значеннями напруг  $\sigma$  та довжиною тріщини, отриманих на цих діаграмах, обчислюється граничний коефіцієнт інтенсивності всього

діапазону тріщин згідно з довжиною, включаючи при цьому всю кількість, незалежно від їх величини за формулою Дж.Р. Ірвіна:

$$K_C = \sigma_1 \sqrt{a_3 \operatorname{tg} \left[ \frac{\pi}{a_3 / \left( \frac{L + K_C^2}{2\pi\sigma_{0,2}^2} \right)} \right]},$$

де  $a_3$  - товщина зернівки, а значення  $K_C$  при відомих  $\sigma_1$  та  $L$  визначаються методом послідовного зближення.

Відмічена поправка та довжина тріщини дуже важливі при одноразовому статичному напруженні в умовах плоского стану напруження. Для точності визначення величини  $K_C$  довжина пластичної зони не повинна перевищувати 20% від напівдовжини тріщини.

На стадії руйнування при наявності тріщини розрахункове рівняння на міцність буде мати вигляд:

$$R = \frac{L}{m},$$

$L$  – межа тріщинуватості;

$m$  – коефіцієнт запасу відносно межі тріщиностійкості.

Встановлено, що

$$L = K_C \sqrt{L - (\sigma_1 / \sigma_B)^2},$$

$\sigma_B$  – межа міцності зернівки без тріщин.

У зв'язку з тим, що допустима напруга  $\sigma_1$  включена в рівняння по визначенню коефіцієнта інтенсивності та межі тріщинуватості, то отримаємо синтез умов міцності згідно теорії утворення тріщин. У такому випадку при  $m=L$ , та підставивши значення  $K$  та  $L$  у формулу щодо визначення  $\sigma_1$  отримаємо

$$\sigma_1 = \frac{K_C \sigma_1}{\sqrt{\pi L \sigma_B^2 + K_C^2}}.$$

Таким чином із даної формули видно що при  $L=0$ ,  $\sigma_1 = \sigma_2$ , тобто при збільшенні  $L$ ,  $\sigma_1$ , зменшується.

У таких випадках, коли існує система тріщин різної довжини, найбільшу небезпеку становить та із них, рух якої розпочинається першою. В усіх випадках механізм розвитку тріщин одноманітний, а його розвиток відбувається з певними коливаннями.

Якщо відстані між тріщинами становлять більше 0,5 то вони стають незалежними одна від іншої. Характер руйнування зернівок, тобто на скільки частин і в якій площині вона руйнується, залежить також від того як розповсюджувалася тріщина і скільки їх при даному зовнішньому навантаженні досягло критичної довжини. Напрямо утворення тріщин залежить, у більшості випадків, від направлення дії зовнішніх сил.

Виходячи з вищерозглянутого можна зробити висновки, що міцність зернівок залежить від наявності в них тріщин та їх розмірів.

Внаслідок аналізу експериментальних досліджень видно, що із зменшенням довжини тріщини зменшуються зусилля руйнування зернівок (рис.1) і максимальне напруження (рис.2), а коефіцієнт інтенсивності напруження зростає.

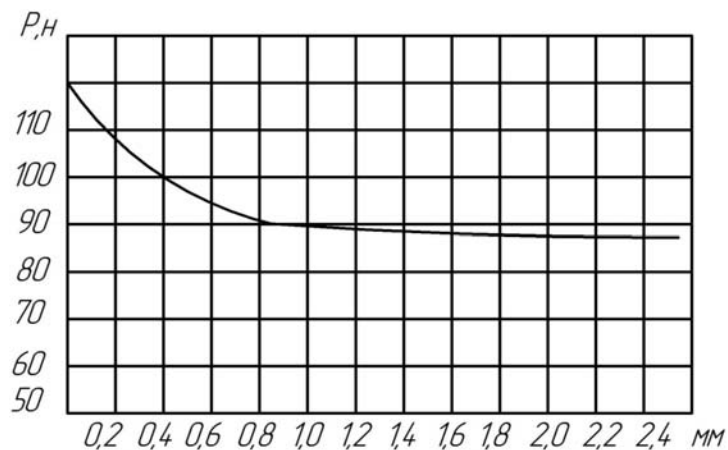


Рисунок 1 – Вплив довжини тріщини на зусилля руйнування зернівки

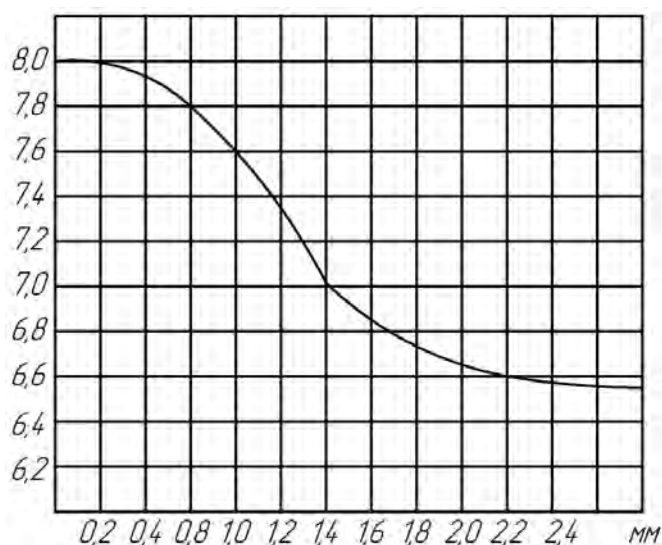


Рисунок 2 – Вплив довжини тріщини на максимальну напруженість

На міцність зернівок, крім тріщин, впливають також інші види травм, особливо такі з них як: травми зародка, ендосперму та оболонки (табл.1).

Таблиця 1 – Вплив різних видів травм на міцність зернівки

Вид травм	Зусилля руйнування, P, Н	Деформація руйнування $\Delta L$ , мм	Максимальне напруження $\sigma$
Вибитий зародок	46,5	0,15	3,46
Пошкоджений ендосперм	78,0	0,24	5,79
Пошкоджений зародок	84,4	0,22	6,30
Пошкоджена оболонка зародка і ендосперму	95,3	0,22	7,08
Пошкоджена оболонка ендосперму	103,6	0,22	7,69
Пошкоджена оболонка зародка	104,5	0,22	7,70
Без пошкоджень після комбайнового обмолочування	108,3	0,22	8,07
Після ручного обмолочування	118,0	0,24	8,76

Зернівки, в яких тріщини проникають на глибину 0,25...0,75 розміру ендосперму або більше, мають значно меншу міцність порівняно з тими, що не мають пошкоджень.

Дані таблиці показують, що на міцність зернівок впливають зусилля руйнування зародка, ендосперму та оболонки.

Максимальне напруження впливає на зростання деформації, руйнування та травмування.

Чим більші навантаження отримують зернівки при проходженні технологічних процесів, тим менша їх міцність і більша можливість травмування.

**Висновки.** Таким чином, результати отриманих досліджень показують, що характер руйнування зернівок залежить від того, як розповсюджуються тріщини і скільки їх при певному навантаженні досягає критичної довжини.

Направлення утворення тріщин і їх кількості у більшості випадків залежить від направлення дії зовнішніх сил.

На міцність зернівки, крім тріщин, впливають також мікротравми зародка, ендосперму та оболонки.

## Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УАСХ. – 1960. – 284 с.
2. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести: Учеб. пособие для вузов / Н.И. Безухов. – М.: Высшая школа, 1968. – 512 с.
3. Дринча В.М. Исследования сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. / В.М. Дринча. – Воронеж, 2006. – 382 с.
4. Котов Б.І. Тенденції розвитку конструкції машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів // Б.І. Котов, С.П. Степаненко, М.Г. Пастушенко / КВЕСГ машин. – Кіровоград: КДТУ. 2003. – Вин.33. – С 53–59.
5. Котов Б.І. та інші. Теоретичне обґрунтування руху частинки зерна на вібропневморешеті при дії розпушуючих робочих органів./ Б.І. Котов, С.П. Степаненко, Р.А. Калініченко // Науковий вісник НАУ. – К., 2007. – Вип.115.– С. 112–117.
6. Тарасенко А.П. Снижения тавмирования семян при уборке и послеуборочной обработке/ А.П.Тарасенко. – Воронеж, 2003 – 301с
7. Тищенко Л.Н. Выборочная сепарация зерновых смесей./ Л.Н.Тищенко, В.П.Ольшанський, С.В.Ольшанський. – Харьков: «Міськдрук», 2011. – 280 с.
8. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко. – К.: Наукова думка, 1972. – 501 с.
9. Uhe J. Pneumatik separation of grain and straw mixtures / J.B. Uhe, B.J. Lamp. Transaction of the ASAE – 1966. Vol. 9 – P. 244 – 246.

### **Dmitro Derevyanko**

*Zhytomyr National Agroecological University*

#### **The effect of damage on the firmness of grain crops seeds**

The paper considers the research of the weevil damage and compression as a result of inner and outer factors.

The effects of damaging on the solidity of the cereal seeds.

In the process of a constant weevils damaging a plastic zone appears at the end of a crack at the end of damaging the increase in pressure results in additional efforts in the zone of a plastic deformation.

These additional efforts lead to the increase in microdamages which are the basis for the creation of the future weevils cracking resulting in their damaging.

The nature of weevils damaging depends on the cracks size and quantity as well as on their location. Being taken together they effect the seeds solidity, that is their damages and deformities.

**weevil, damage, deformation, cracks, firmness**

Одержано 23.05.14

УДК 631.334

**К.М. Думенко, доц., д-р техн. наук, І.В. Думенко, канд. екон. наук,  
І.С. Павлюченко, асист., Д.С. Нагерняк, інж.**

*Миколаївський національний аграрний університет*

**М.О. Свирень, проф., д-р техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Фактори, що впливають на оптимальні параметри роботи машини транспортерного типу для подрібнення насінника гарбуза**

Наведено проблему виділення насіння із насінника гарбуза з метою отримання насінневого матеріалу. Обрано фактори впливу на процес подрібнення насінника гарбуза розробленою машиною транспортерного типу. Описано конструкцію та принцип роботи даної машини. Викладено результати її лабораторних досліджень, за якими отримано графічні зображення двомірних перетинів поверхонь відгуку, як залежностей засміченості насіння і втрат від зміни трьох факторів. Встановлено основні параметри роботи машини транспортерного типу при виділенні насіння.

**насінник, ранжирування, роздавлювання, транспортер, обжимання, експеримент, фактор, поверхня відгуку, засміченість насіння, втрати насіння**

**К.Н. Думенко, доц., д-р техн. наук, І.В. Думенко, канд. екон. наук, І.С. Павлюченко, асист., Д.С. Нагерняк, інж.**

*Николаевский национальный аграрный университет*

**Н.А. Свирень, проф. д-р техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Факторы, которые воздействуют на оптимальные параметры работы машины транспортной типа для измельчения семенников тыквы**

Приведено проблему выделения семян из семенника тыквы с целью получения семенного материала. Выбрано факторы влияния на процесс измельчения семенника тыквы разработанной машиной транспортерного типа. Описано конструкцию и принцип работы данной машины. Изложены результаты ее лабораторных исследований. По результатам получено графические изображения двухмерных сечений поверхностей отклика, как зависимостей засоренности семян и потерь от изменения трех факторов. Определены основные параметры работы машины транспортерного типа при выделении семян.

**семенник, ранжирование, раздавливание, транспортер, обжатие, эксперимент, фактор, поверхность отклика, засоренность семян, потери семян**

**Постановка проблеми.** Однією з самих цінних і широко культивованих баштанних культур є гарбуз. Сік і м'якоть його плодів в значній мірі містить необхідні людині вуглеводи, вітаміни, мінеральні солі. Крім того, гарбуз – цінна кормова культура, вона високоврожайна (до 300-400 ц/га) і добре силосується.

Велику цінність представляє і насіння гарбуза. Воно багате на жири (які складають до 40% ваги ядра насінини), які використовуються як сировина для парфумерної промисловості, а також у виробництві високоякісних харчових масел. Крім того, із насіння гарбуза виробляють лікарські препарати, які застосовують при лікуванні захворювань печінки і жовчного міхура.

Таким чином, виробництво гарбузових культур і насіння з них має дуже важливе значення [1].

На сьогоднішній день на території України із всіх галузей агропромислового комплексу насінництво овоче-баштанних культур залишається найменш механізованим, через відсутність спеціальної техніки в трудомістких процесах виділення і доробки насіння.

Насінницькі господарства вимушені пристосовувати для виділення насіння машини, які не призначені для цих цілей або використовувати морально та фізично застаріле обладнання [2, 3, 4, 5]. Таке обладнання має ряд експлуатаційних недоліків:

- низьку технологічну надійність;
- складність переналадки машин при переході від переробки однієї культури до іншої;
- низьку корозійну стійкість металоконструкцій машин;
- мале річне завантаження устаткування ліній.

Оскільки на сьогодні вирощування гарбуза все більше спрямоване на використання його в медицині, то змінюються вимоги до виділення насіння і його подальшої доробки:

- виділення насіння окремого сорту;
- невід’ємність процесу виділення, промивання, сушіння та фасування насіння для збереження максимальної кількості природних корисних речовин.

Це спричинює необхідність виділення насіння гарбуза не в польових умовах, а невід’ємно від подальших процесів його обробки.

Науково-прикладною задачею виробництва насіння овоче-баштанних культур для України є створення високопродуктивного обладнання, яке б за своїм технічним рівнем відповідало сучасним вимогам і дало можливість забезпечити країну насінням власного виробництва.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Дослідженню механізації виділення насіння овоче-баштанних культур присвячені роботи науковців [6, 7, 8, 9, 10, 11]. Але виділенням насіння гарбуза механізованим шляхом до цього часу ніхто не займався.

На сьогодні розроблено стаціонарну «Машину для виділення насіння дині та огірка» [12, 13], яка забезпечує інтенсивне виділення насіння плодів дині та огірка способом роздавлювання із одночасною подачею води під тиском через форсунки, що дозволяє зменшити витрати робочого часу при одержанні насіння з плодів овоче-баштанних культур та забезпечує сепарацію насіння від подрібненої маси та знижує травмування насіння.

Але відома машина не досить якісно забезпечує відділення насіння від роздавленої маси враховуючи розміри та високу твердість кірки насінника гарбуза, унеможлиблює подрібнення та подальше проходження плодової маси і виділення насіння.

**Постановка завдання.** Аналіз літературних джерел та патентно-інформаційних матеріалів щодо розробки обладнання для виділення насіння гарбуза свідчить про необхідність проведення досліджень в напрямку механізації процесу отримання насіння гарбузових культур, теоретичного і експериментального обґрунтування процесу, розробки конструкції машини, за допомогою якої надавалася б можливість попереднього подрібнення насінника гарбуза та часткового відділення насіння від корки плоду в непольових умовах.

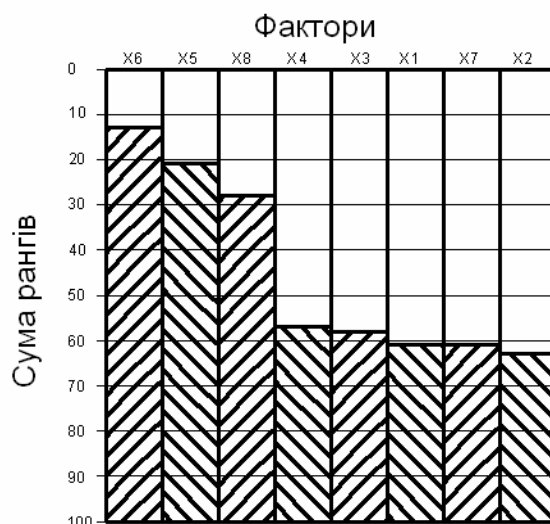
**Виклад основного матеріалу.** Для вирішення поставленого завдання, перед початком експериментальних досліджень необхідно обрати ряд факторів, що впливають на процес, і вказати межі їх варіювання [14].

На початковій стадії вивчення будь-якого об’єкту з використанням теорії планування експерименту, необхідно провести апріорне ранжирування факторів, яке виконується методом експертної оцінки. Суть цього методу зводиться до того, що дослідникам, які належать до різних шкіл, пропонується розташувати фактори, що

впливають на хід виконання процесу в послідовності зниження впливу на критерій оптимізації.

Ранжирування факторів або «психологічний експеримент» необхідно провести для того, щоб скоротити об'єм експериментальної роботи, оскільки несуттєві фактори можна швидко виключити з подальшого розгляду. Процес ранжирування здійснюється таким чином. Кожному спеціалісту при опитуванні пропонується заповнити анкету, в якій вказані фактори, їх розмірність і передбачувані інтервали варіювання факторів. Спеціаліст повинен призначити місце кожному фактору, а також доповнити анкету іншими, не включеними в розгляд факторами. За результатами опитування будується діаграма рангів факторів (рис. 1). При її побудові по осі абсцис нанесено фактори у порядку зменшення їх рангу, а по осі ординат – суми рангів для відповідних факторів.

За допомогою одержаної діаграми було проведено оцінку значущості факторів. Із діаграми рангів (рис. 1.) слідує, що більше інших впливають на досліджуваний параметр, за думкою опитаних спеціалістів, фактори  $X_6$ ,  $X_5$  та  $X_8$ . Всі інші фактори впливають значно менше, та їх можна виключити із подальшого розгляду.



- $X_1$  – кут нахилу подрібнювального транспортеру, град.;  $X_2$  – форма шліців ведучого транспортеру;  
 $X_3$  – форма шліців подрібнювального транспортеру;  $X_4$  – висота шліців транспортерів, мм;  
 $X_5$  – різниця швидкостей руху транспортерів, м/с;  $X_6$  – величина зазору на виході між стрічками транспортерів, мм;  $X_7$  – матеріал поверхні стрічки транспортеру;  
 $X_8$  – маса подачі насінників на переробку, кг/с.

Рисунок 1 – Діаграма рангів факторів

На основі результатів теоретичних досліджень та аналізу апріорного ранжирування факторів впливу на процес подрібнення насінників гарбуза проблемною науково-дослідницькою лабораторією конструювання енергоефективної сільськогосподарської техніки і технологій Миколаївського НАУ створено нову машину транспортерного типу (рис. 2, 3) для подрібнення насінника гарбуза [15]. Вона має два транспортери, встановлені в корпусі під кутом один відносно іншого та рухаються з різними швидкостями, відповідно до рисунка 3.

Машина складається з корпусу 1, який має завантажувальну горловину 2 та вивантажувальну горловину 5 (рис. 3). Під завантажувальною горловиною 2 знаходиться ведучий транспортер 4 із прямолінійними шліцами 15. Над робочою поверхнею під кутом встановлюється подрібнювальний транспортер 3, який має хвилястоподібні шліци 16. Для регулювання кута нахилу подрібнювального транспортеру 3 до ведучого транспортера 4 використовується регулювальний пристрій 20.

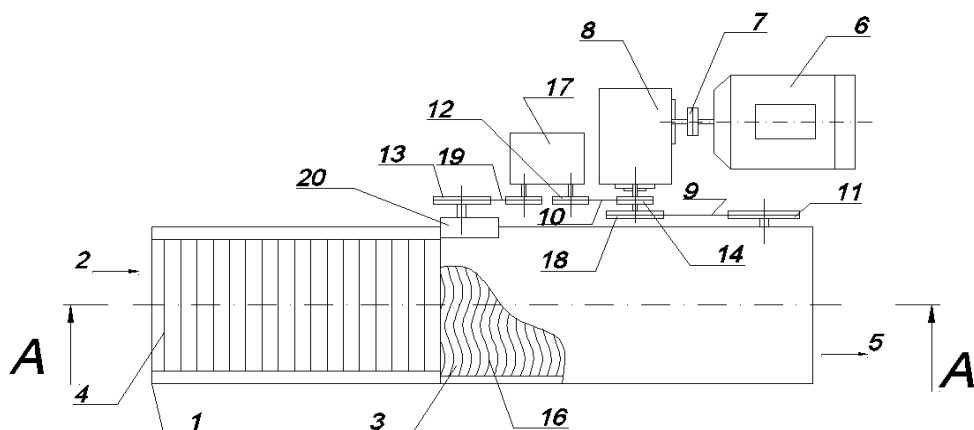


Рисунок 2 – Машина транспортерного типу для подрібнення насінників гарбуза

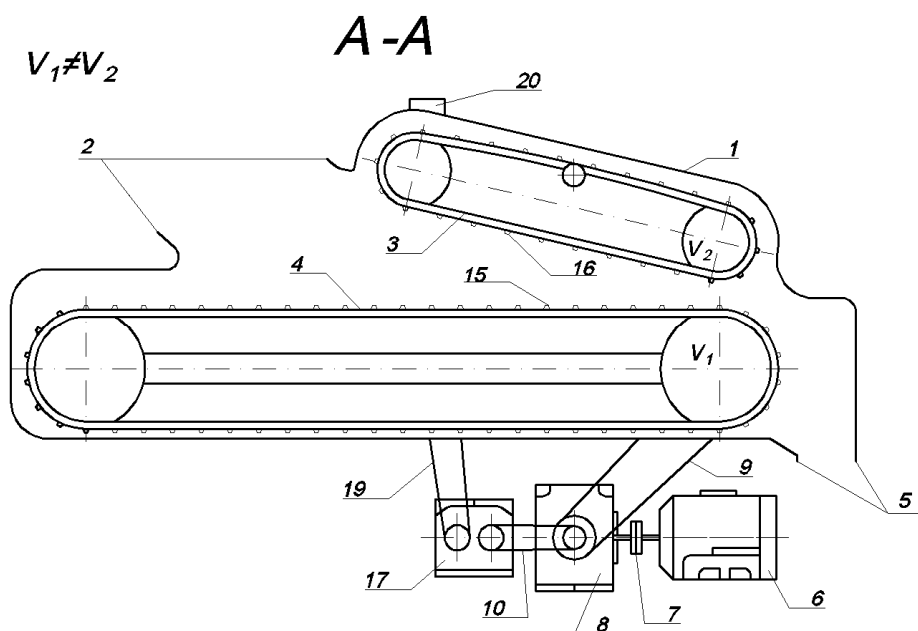


Рисунок 3 – Машина транспортерного типу для подрібнення насінників гарбуза (розріз А-А)

Двигун 6 передає обертальний момент через муфту 7, редуктор 8, шестерню 18, ланцюгову передачу 9 шестерні 11 подрібнювального транспортера 3 (рис. 2). Редуктор 8 дає можливість змінювати частоту обертання (швидкість руху) шестерні 14. З останньої, за допомогою ланцюгової передачі 10, обертальний момент передається через шестерню 12 на редуктор 17 і через ланцюгову передачу 19 на шестерню 13 ведучому транспортеру 4.

Машина працює таким чином. Плоди потрапляють через завантажувальну горловину 2 на ведучий транспортер 4. Завдяки шліцам 15 на поверхні ведучого транспортеру 4 плоди, рухаючись до вивантажувальної горловини 5, потрапляють в зону подрібнення, де за рахунок відносного зміщення в зазорі між шліцами 16 подрібнювального транспортеру 3 та шліцами 15 ведучого транспортеру 4 відбувається подрібнення насінневих плодів. У подальшому подрібнена маса потрапляє до вивантажувальної горловини 5 і подається на подальшу доробку.

Застосування машини дозволяє зменшити витрати робочого часу при виділенні насіння з насінників гарбуза та частково відділяти насіння від корки плоду. Машина характеризується безударним характером роботи, що виключає шум, а також зменшує вірогідність утворення дрібної фракції, що відіграє суттєве значення в подальшій

сепарації. При роботі відсутні ударні навантаження. Може використовувати для переробки плодів, насінники яких мають різні фізико-механічні властивості.

Протягом 2011-2013 років були проведені лабораторні випробування машини, з метою отримання дослідних даних про її працездатність. Досліди проводились з використанням теорії планування експерименту. Враховуючи результати ранжирування факторів ( $X_1$  – величина зазору на виході між стрічками транспортеру, яка знаходиться в середній частині варіаційної зони експерименту;  $X_2$  – різниця швидкостей руху транспортерів;  $X_3$  – маса подачі насінників на переробку), було обрано 3-х факторний, 3-х рівневий план Бокса-Бенкіна другого порядку для проведення експерименту [16].

Після статистичної обробки експериментальних даних на ПЕОМ отримані математичні моделі для засміченості (ЗН) та втрат (ВН) насіння, які описують технологічний процес виділення насіння на розробленій машині. Вони мають вигляд:

$$\begin{aligned} ЗН &= 5,1942 - 1,1862 \cdot X_1 + 1,091 \cdot X_2 + \\ &+ 0,9226 \cdot X_3 + 2,6833 \cdot X_1 X_2 + 0,0417 \cdot X_1 X_3 + \\ &+ 2,75 \cdot X_2 X_3 + 0,113 \cdot X_1^2 - 0,0599 \cdot X_2^2 - 0,4411 \cdot X_3^2 \\ ЗН &= 6,6988 + 1,5498 \cdot X_1 - 1,4986 \cdot X_2 + \\ &+ 1,4058 \cdot X_3 + 4,1292 \cdot X_1 X_2 + 3,5 \cdot X_1 X_3 + \\ &+ 0,85 \cdot X_2 X_3 + 0,4631 \cdot X_1^2 + 0,0902 \cdot X_2^2 - 0,5723 \cdot X_3^2. \end{aligned}$$

Після статистичної обробки аналіз отриманих рівнянь регресії проводили із закодованими величинами факторів.

Подальший аналіз приведено у вигляді двовірних перетинів поверхонь відгуку, як залежність засміченості насіння і втрат від трьох факторів. Графічні зображення поверхонь відгуку при виділенні насіння машиною транспортерного типу наведено на рис. 4, 5).

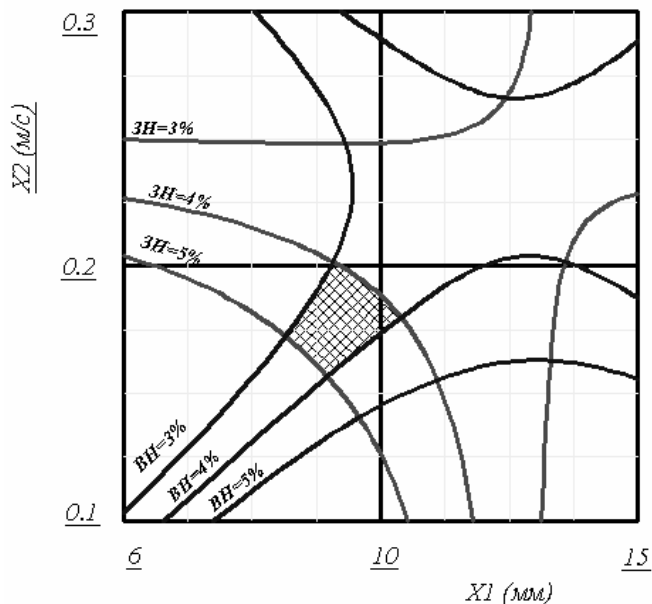


Рисунок 4 – Двовірні перетини поверхонь відгуку (при  $X_3=0$ )

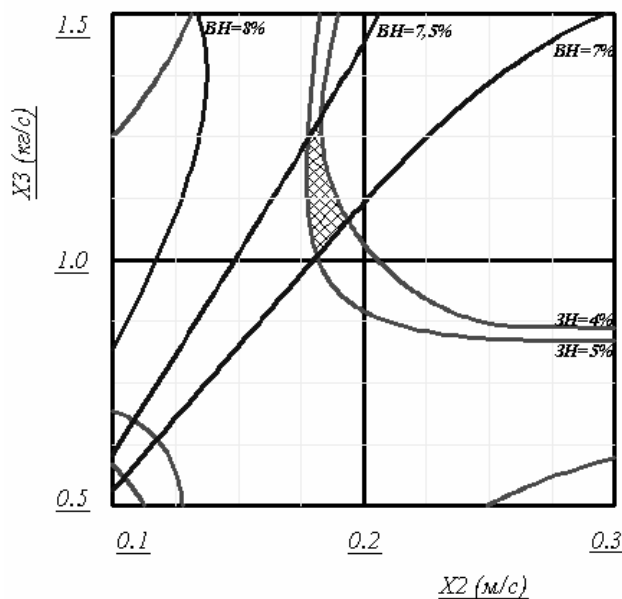


Рисунок 5 – Двомірні перетини поверхонь відгуку (при  $X1=0$ )

**Висновки.** На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Визначено перелік факторів, що впливають на якість виконання технологічного процесу подрібнення насінника гарбуза.

Розроблено машину транспортерного типу для подрібнення насінників гарбуза, що працює без відриву від подальшого процесу виділення насіння, його промивання, сушіння, фасування або холодного віджимання на олію, що значно підвищує якість обробки і дозволяє максимально зберегти природні корисні речовини;

За результатом експериментальних досліджень визначено раціональні конструктивно-технологічні параметри та проведено оцінку ефективності використання розробленої машини транспортерного типу, яка є структурною складовою експериментальної лінії для виконання технологічного процесу одержання насіння гарбуза;

Отримані результати дають можливість стверджувати, що оптимальними технологічними параметрами нової машини є:

- величина зазору на виході між стрічками транспортеру, яка знаходиться в середній частині варіаційної зони експерименту, тобто  $X1 = 9...10$  мм;
- різниця швидкостей руху транспортерів  $X2 = 0,18...0,2$  м/с;
- маса подачі насінників на переробку  $X3 = 1,0...1,25$  кг/с.

Їх оптимальне поєднання формує якість виконання технологічного процесу виділення насіння на машині транспортерного типу в показниках:

- втрати насіння  $BH = 7...7,5\%$ ;
- засміченість насіння  $ZH = 4...5\%$ .

Результати лабораторних випробовувань довели адекватність проведеного математичного моделювання, що дозволяє рекомендувати розроблені моделі для використання при проектуванні технічних засобів галузі механізації виділення насіння.

## Список літератури

1. Лимар А. О. Баштанництво України / А. О. Лимар. – Миколаїв : МДАУ, 2007. – 260 с.
2. Анисимов И. Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И. Ф. Анисимов. – Кишнев : Штиинца, 1987. – 92 с.
3. Медведев В. П. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур / В. П. Медведев, А. В. Дураков – М. : Агропромиздат, 1985. – 239 с.

4. Каратаев Е. С. Настольная книга овощевода : справочник / Е. С. Каратаев, Б. Г. Русанов, А. В. Бешанов и др. – Москва : ВО Агропромиздат, 1990. – 287 с.
5. Думенко К. М. Аналіз і перспективи розробки обладнання для виділення насіння гарбуза / К. М. Думенко, І. С. Павлюченко // Перспективна техніка і технології – 2012: матеріали VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених, аспірантів і студентів: 19-21 вересня 2012 р. – Миколаїв : МНАУ, 2012. – С. 89-95.
6. Пастушенко С. І. Технологічна лінія для отримання насіння овоче-баштанних культур / С. І. Пастушенко, К. М. Думенко // MOTROL, 2007, 9А.
7. S. Pastushenko. Engineering of obtaining vegetable pepper seed / S. Pastushenko, K. Dumenko // ТЕКА. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. – Lublin, 2007. – Vol. VII. – P. 163–174.
8. Думенко К. Н. Комплексная энергосберегающая технология выделения семян пасленовых культур / К. Н. Думенко, Е. С. Шевченко, И. С. Павлюченко // Нучно-технічний прогрес в сільськогосподарському виробництві: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції: 10-11 жовтня 2012 г. – Мінськ : НППЦ НАН Білорусі по механізації сільськогосподарського господарства, 2012. – Т. 2. – С. 248-253.
9. Думенко К. М. Особливості конструювання планетарної машини для подрібнення насінників баклажанів / К. М. Думенко, К. С. Шевченко, І. С. Павлюченко та ін. // Праці ТДАТУ, вип. №13. – Т1. – Мелітополь, 2012. – С. 63–67.
10. Огієнко М. М. Обґрунтування технологічного процесу і параметрів комплексу машин для доробки насінневої маси овочебаштанних культур / М. М. Огієнко. – К. : НУБІПУ, 2012. – 21 с.
11. Пастушенко А. С. Обґрунтування технологічного процесу, параметрів та режимів роботи машини для виділення насіння огірка і дині / А. С. Пастушенко. – Мелітополь : ТДАТУ, 2012. – 21 с.
12. Патент № 29522 Україна / Машина для виділення насіння дині та огірка / С. І. Пастушенко, К. М. Думенко, А. С. Пастушенко – МПК А23N 15/00; Заявл. 27.08.2007; Опубл. 25.01.2008, Бюл. №1. – 4 с.
13. Патент № 34921 Україна / Лінія для виділення насіння овоче-баштанних культур / С. І. Пастушенко, К. М. Думенко, М. М. Огієнко, О. А. Горбенко, Г. О. Іванов – МПК А23N 15/00; Заявл. 04.04.2008; Опубл. 26.08.2008, Бюл. №16. – 4 с.
14. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е. Н. Львовский – М.: Высшая школа, 1988. – 239 с.
15. Думенко К. М. Розробка машини транспортерного типу для подрібнення насінників гарбуза / К. М. Думенко, І. С. Павлюченко, П. М. Полянський та ін. // Праці ТДАТУ, вип. №12. – Т2. – Мелітополь, 2012. – С. 104–108.

**Kostiantin Dumenko, Irina Dumenko, Irina Pavlyuchenko, Dmitro Nagernyak**

*Nikolaev National Agrarian University*

**Mikola Sviren**

*Kirovograd national technical university*

**Factors impact on optimal parameters of machine conveyor type for grinding testis pumpkins**

Allocation problem are the seeds of a pumpkin. Chosen impacts on pumpkin seed crushing process developed machine conveyor type.

We describe the design and principle of operation of the machine. The results of laboratory machines. According to the results obtained two-measured crossings of surfaces of reaction as dependencies debris seeds and losses from changes in the three factors, indentified key parametric specifications in the allocation of conveyor seeds.

**seed, ranking, crushing, conveyor, compression, experiment, factors, surfaces of reaction, grade seed, seed loss**

Одержано 21.11.14

УДК 631.363.2

**Р.В. Кісільов, канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, Ю.В. Мачок, доц., канд. техн. наук, О.В. Нестеренко, асист.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження процесу приготування кормових сумішей для ВРХ комбінованим змішувачем

В статті проведений аналіз роботи і досліджень традиційних конструкцій змішувачів кормів, визначені напрямки вдосконалення процесу приготування кормових сумішей для ВРХ та запропонована нова конструкція комбінованого змішувача, принцип роботи якого пояснюється технологічними і розрахунковими схемами.

**комбінований змішувач кормів, корми, тваринництво, кормосуміш, зоотехнічні вимоги**

**Р.В. Кисилев, канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, Ю.В. Мачок, доц., канд. техн. наук, А.В. Нестеренко, асист.**

*Кіровоградский национальный технический университет*

**Исследования процесса приготовления кормовых смесей для КРС комбинированным смесителем**

В статье проведен анализ работы и исследований традиционных конструкций смесителей кормов, определены направления усовершенствования процесса приготовления кормовых смесей для КРС и предложена новая конструкция комбинированного смесителя, принцип работы которого объясняется технологическими и расчетными схемами.

**комбинированный смеситель кормов, корма, животноводство, кормосмесь, зоотехнические требования**

**Актуальність проблеми.** Підвищення ефективності галузі тваринництва суттєво залежить від якості приготування кормів, оскільки вони в структурі собівартості продукції складають 30–60% витрат [1]. Прогресивні технології, які дозволяють в повній мірі реалізувати генетичний потенціал тварин, через відсутність необхідного технічного забезпечення не отримали широкого розповсюдження.

Сучасне ведення тваринництва, підвищені вимоги до якості кормів та головні напрямки завдань національної програми відтворення тваринництва в Україні, передбачають застосування інтенсивних повносистемних технологій виробництва продукції скотарства шляхом впровадження комплексної механізації і автоматизації виробничих процесів на фермах, надійного і збалансованого годування тварин кормами з поєднанням і використанням економічно ефективних механізованих технологій переробки кормів і приготування повнораціонних та збалансованих кормосумішей з різних кормів і поживних компонентів в кормоцехах [1, 2, 3].

Існуючі конструкції змішувачів кормів для ВРХ не повністю забезпечують зоотехнічні вимоги до приготування багатокомпонентних збалансованих повнораціонних кормових сумішей, мають великі енергетичні витрати та високу питому матеріалоемність. Тому дослідження, спрямовані на розробку робочих органів для змішувачів кормів, які забезпечать створення вискоєфективної кормової бази при низьких витратах енергії та матеріалів мають народногосподарське значення і є актуальним науковим завданням.

**Постановка проблеми і аналіз досліджень та публікацій.** Для вирішення цієї проблеми проводяться фундаментальні та прикладні дослідження в різних галузях

народного господарства. Змішування кормів виконується великою кількістю змішувачів, які відрізняються як різноманітним конструктивним виконанням так і різною взаємодією робочих органів з сировиною (рис. 1). Проведений аналіз застосування механізованих стаціонарних і пересувних кормоцехів для змішування малосипучих і несипучих кормів показав, що найбільш широко використовуються шнекові, стрічкові, гвинтові, лопатеві і комбіновані мішалки різної конструкції та організацією технологічного процесу, але вони не забезпечують встановлені технологічні і зоотехнічні вимоги щодо якості приготування кормосуміші та надійності технологічного процесу, мають велику енергомісткість і металоємність та низьку продуктивність. Крім того, до цього часу необґрунтовані раціональні конструктивні і кінематичні параметри їх робочих органів, режими та показники якості роботи традиційних змішувачів кормів [4].



Рисунок 1 – Класифікація змішувачів кормів

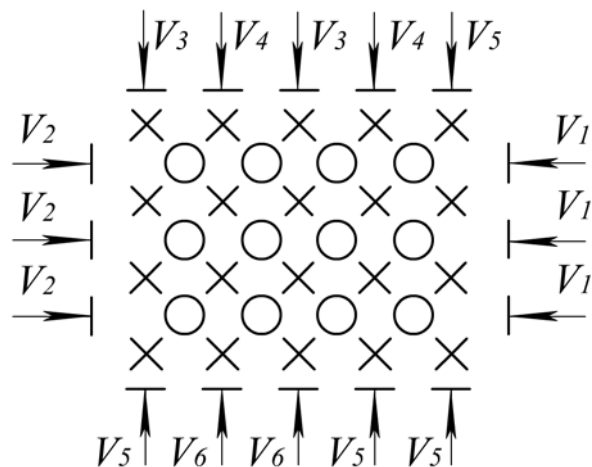
Значний вклад у дослідження процесу змішування кормів та технології приготування кормових сумішей внесли відомі вітчизняні і зарубіжні вчені Кукта Г.М., Макаров Ю.І., Мельников С.В., Сироватка В.І., Лапшин А.А., Вагін Є.А., Уланов І.А. і багато інших дослідників. Вони сформулювали фундаментальні теоретичні основи змішування матеріалів та технологій приготування кормів. Однак, незважаючи на значну кількість наукових досліджень, проблема розробки нових і удосконалення традиційних технологій і конструкцій робочих органів змішувачів кормів, покращення якісних показників та їх обґрунтування є актуальною задачею.

**Метою даної статті** є підвищення якості приготування збалансованої кормової суміші за рахунок використання нової конструкції комбінованого змішувача кормів.

**Виклад основного матеріалу.** Із практики приготування збалансованої кормової суміші з різноманітних компонентів раціонів для ВРХ відомо, що механічний процес змішування їх занадто складний і енергомісткий. Незважаючи на велику кількість відомих наукових досліджень, особливість і складність цього процесу вимагає пошуку нових підходів до вирішення енергозберігаючих технологій і технічних засобів.

Аналіз процесу сумішоутворення показав, що стан повного механічного змішування компонентів суміші досягається шляхом невпорядкованого розподілу часток під дією зовнішніх сил робочих органів мішалки, у відповідності до зоотехнічних вимог вмісту компонентів у всій порції суміші за рецептом встановленого добового раціону кормів для відповідної технологічної групи тварин.

Таким чином у змішувачах з більш досконалою конструкцією масообмін потоків компонентів суміші відбувається шляхом вирівнювання концентрації окремих компонентів по об'єму суміші за рахунок збільшення зіткнень, застосування більш складних траєкторій їх руху і перетинів, ніж у традиційних змішувачах (рис. 2).



$V_1, V_2, V_3, V_4, V_5, V_6$  – напрямок і швидкість руху компонентів суміші (осьової, кругової і відцентрової) під дією плоских і гвинтових лопатей та пальців

Рисунок 2 – Графічна схема запропонованого способу сумішоутворення

Робочий цикл традиційних змішувачів періодичної дії складається з таких послідовних операцій: завантаження відповідних доз компонентів (силос, солома, сінаж, коренеплоди, концкорми тощо), перемішування їх і вивантаження готової кормосуміші вивантажувальним шнеком. Після цього цикл повторюється.

У змішувачах періодичної дії однорідність суміші регулюється тривалістю процесу змішування. Аналіз якісних показників роботи існуючих змішувачів свідчить про недостатню стабільність і складність процесу – компоненти подаються в бункер нерівномірно, а однорідність змішування не відповідає встановленим вимогам. Для

забезпечення технологічного процесу змішування необхідний тривалий час (більше 10...15 хв.) на доведення кормосуміші до однорідної маси, що знижує продуктивність і підвищує витрати енергії.

Для усунення існуючих недоліків традиційних змішувачів пропонується вдосконалений змішувач з комбінованою схемою руху сировини багатосекційними гвинтовими, стрічковими і плоскими лопатями (рис. 3).

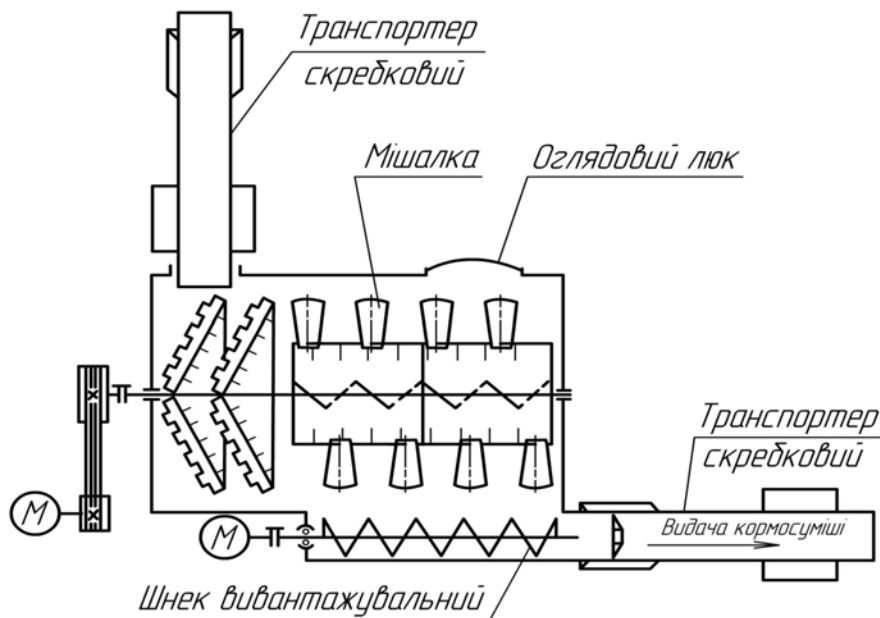
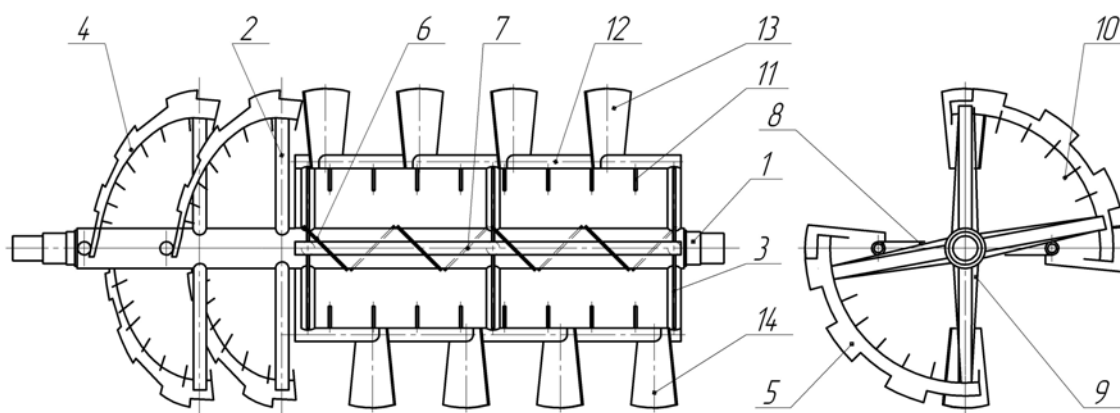


Рисунок 3 – Технологічна схема комбінованого стрічково – лопатевого змішувача кормів

Для розпушування маси, інтенсифікації процесу і підвищення динамічності змішування компонентів в мікрооб'ємах гвинтові і плоскі лопаті дообладнано радіальними лопатями.

Процес змішування кормів вдосконалим змішувачем виконується таким чином. Відповідні дози компонентів кормосуміші пошарово завантажуються збірним транспортером в бункер, поступово вирівнюється їх потік з одночасним змішуванням сировини стрічковими довгими гвинтовими лопатями з пальцями і далі подаються у багатосекційну мішалку з плоскими лопатями (рис. 4).



1 – вал; 2 – стійка гвинтової мішалки; 3 – косинка лопатевої мішалки; 4, 5 – гвинтова стрічка; 6, 7 – ліва лопать; 8 – стійка лопатевої мішалки; 9 – косинка гвинтової мішалки; 10, 11 – радіальні пальці; 12 – горизонтальна труба; 13, 14 – права лопать

Рисунок 4 – Технологічна схема вдосконаленої комбінованої мішалки

Лопаті верхнього ряду з правим кутом нахилу відокремлюють порцію суміші по ширині лопаті і переміщують в радіальному, круговому і осьовому напрямку в правий кінець змішувача, а другий ряд, з лівим кутом нахилу, в лівий кінець мішалки, створюючи разом з радіальними пальцями велику мікрооб'ємну множину суміші з дискретним вмістом часток змішуваних компонентів. При цьому частки кожного компоненту суміші потрапляють в область взаємодії складних рухів, перетинів і зіткнень та періодично переміщуються з одного потоку до іншого, що забезпечує інтенсивний масообмін і прискорює процес змішування кормів.

**Висновки.** Для підвищення ефективності приготування збалансованих кормосумішей з різноманітних компонентів і усунення недоліків традиційних змішувачів запропоновано використання більш досконалої конструкції комбінованої стрічково-лопатевої мішалки з гвинтовими стрічками і багатосекційними плоскими лопатями, принцип роботи робочих органів якої пояснюється технологічною схемою змішувача і мішалки.

## Список літератури

1. Кравчук В. Прогресивні технології заготівлі, приготування і роздавання кормів / В. Кравчук, М. Луценко, М. Мечта.– К.: Фенікс, 2008.– 104 с.
2. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта.– М.: Агропромиздат, 1987.– 303с.
3. Зельнер В.Р. Приготовление и использование полнорационных кормов в промышленном животноводстве / В.Р. Зельнер, Е.Г. Коноплев.– М.: ВНИИТЭИСХ, 1972.– 87 с.
4. Ревенко І.І. Машины та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко. – К.: Кондор, 2009.– 730с.

**Ruslan Kisilyov, Petro Luzan, Yuriy Machok, Oleksandr Nesterenko**

*Kirovograd national technical university*

### **Researches of preparation process forage mixtures for cows the combined mixer**

The analysis of work and researches traditional constructions forage mixers is conducted in the article, directions of improvement process of preparation forage mixtures are certain for cows and the new combined mixer construction offers, principle of work that is explained by technological and calculation charts.

Analysis of the mixing process showed that a state of complete mechanical mixing of components is achieved by disordered distribution of particles under the action of external forces working of the mixer in accordance with the requirements of zootechnical content components in all portions of the mixture with a prescription specified daily ration of feed for animals of appropriate technology.

To eliminate the existing shortcomings of traditional mixers offered improved mixer with combined multisection scheme of raw material flow spiral, ribbon and flat blades.

The share of each component of the mixture fall into the area of interaction of complex movements, intersections and collisions and periodically moved from one stream to another, providing intensive mass transfer and accelerates the process of mixing feed.

Одержано 17.10.14

УДК 677.057.617

**Е. Б. Алієв, канд. техн. наук, В. В. Лиходід, канд. техн. наук, В. М. Забудченко, інж. В. В. Івлєв, асп.<sup>1</sup>**

*Запорізький науково-дослідний центр з механізації тваринництва, Запоріжжя*

## Результати дослідження процесу валяння грубої овечої вовни в повстяний пласт

Наведено основні результати експериментальних досліджень малогабаритної плитно-валяльної машини ПВМ-1 при валянні грубої вовни в повстяний пласт та відображено оптимальне поєднання факторів, які здебільшого впливають на її роботу. Отримано математичну модель, яка адекватно описує робочий процес валяння грубої вовни в повстяний пласт. Визначено оптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів запропонованої конструкції малогабаритної плитно-валяльної машини. Отримані результати досліджень є основою для удосконалення робочих органів існуючих конструкцій малогабаритних плитно-валяльних машин аналогічного призначення.

**вівчарство, груба вовна, валяння, малогабаритна плитно-валяльна машина, повстяний пласт, робочий процес, дослідження**

**Э.Б. Алиев, канд. техн. наук, В.В. Лиходед, канд. техн. наук, В.Н. Забудченко, инж., В.В. Ивлев, асп.**

*Запорожский научно-исследовательский центр по механизации животноводства, Запорожье*

**Результаты исследований процесса валяния грубой овечьей шерсти в войлочный пласт**

Приведены основные результаты экспериментальных исследований малогабаритной плитно-валяльной машины ПВМ-1 при валянии грубой шерсти в войлочный пласт и отображено оптимальное сочетание факторов, которые преимущественно влияют на её работу. Получено математическую модель, которая адекватно описывает рабочий процесс валяния шерсти в войлочный пласт. Определены оптимальные значения конструктивно-технологических параметров предложенной конструкции малогабаритной плитно-валяльной машины. Полученные результаты исследований являются основой для усовершенствования рабочих органов существующих конструкций малогабаритных плитно-валяльных машин аналогичного назначения.

**овцеводство, грубая шерсть, валяние, малогабаритная плитно-валяльная машина, войлочный пласт, рабочий процесс, исследования**

Обсяги незатребуваної овечої вовни на сьогодні в Україні складають 3415 т. Проте з переробкою цієї вовни є певні проблеми: вона або реалізується за низькою ціною, або ж зовсім не використовується за призначенням. У зв'язку з цим є необхідність в розробленні новітніх ресурсозберігаючих механізованих технологій і створення високоефективних технічних засобів для оброблення та перероблення незатребуваної овечої вовни в товарну продукцію безпосередньо на місцях її виробництва [1-3].

Тому дослідження, спрямовані на пошук шляхів підвищення ефективності процесу валяння грубої вовни в повстяні вироби на основі потенційно перспективних малогабаритних валяльних машин, мають народногосподарське значення і є актуальними [4-6].

Матеріалом дослідження була груба вовна романівської породи овець (табл. 1).

<sup>1</sup> Науковий керівник – Павленко С. І., к. т. н., доцент

Для проведення експерименту було обрано оптимальний план Бокса-Бенкіна другого порядку для трьох факторів, який містить 15 дослідів і дає в якості математичної моделі поліном другого порядку [7].

Таблиця 1 – Характеристика досліджуваного матеріалу

№ зп	Досліджуваний матеріал	Вологість, %	Забрудненість, %		Вовновий жир, %	Вихід чистої вовни, %
			рослинні відходи	бруд		
1	Вовна груба (вихідна)	14,42	1,37	10,48	9,56	85,58
2	Вовна груба (після тріпання)	14,32	0,74	5,69	9,38	85,68

На основі проведених лабораторних експериментальних та теоретичних досліджень встановлено три фактори (табл. 2), що найбільш вагомо впливають на робочий процес віброущільнення шару зволоженої грубої овечої вовни і обрано їх натуральні значення на нульовому рівні та рівнях їх варіювання.

Таблиця 2 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Рівні і інтервали варіювання факторів	Кодоване значення	Частота коливання верхньої плити $\omega$ , Гц	Робоча вологість вовни $W_0$ , %	Момент дебалансів вібродвигуна $M$ , кг·м
		$x_1$	$x_2$	$x_3$
Верхній рівень	+ 1	50	65	0,0507
Основний рівень	0	35	45	0,0431
Нижній рівень	- 1	20	25	0,0355
Інтервал варіювання факторів		15	20	0,0076

Прилади й спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень, представлені на рис. 1.

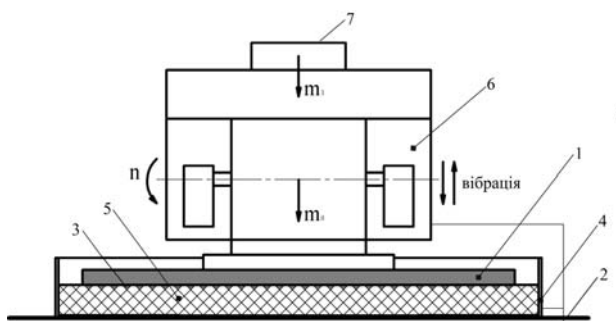


а) перетворювач частоти електричного струму Danfoss      б) комплект контрольно-вимірювальної апаратури

Рисунок 1 – Прилади й спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень

Для проведення досліджень процесу валяння грубої овечої вовни в повстяний пласт розроблено конструктивно-технологічну схему (рис. 2, а) та виготовлено дослідний зразок малогабаритної плитно-валяльної машини ПВМ-1 (рис. 2, б) і за технологічною схемою (рис. 3) створено стенд для експериментальних досліджень (рис. 4) у складі експериментального зразка малогабаритної плитно-валяльної машини ПВМ-

1, перетворювача частоти електричного струму Danfoss та комплекту виміральної апаратури.



а) конструкційна схема



б) загальний вигляд

1 – верхня рухома плита; 2 – нижня нерухома плита; 3 – рифлі;  
4 – піддон; 5 – шар вовни; 6 – дебалансний вібродвигун; 7 – вантаж

Рисунок 2 – Малогабаритна плитно-валяльна машина ПВМ-1

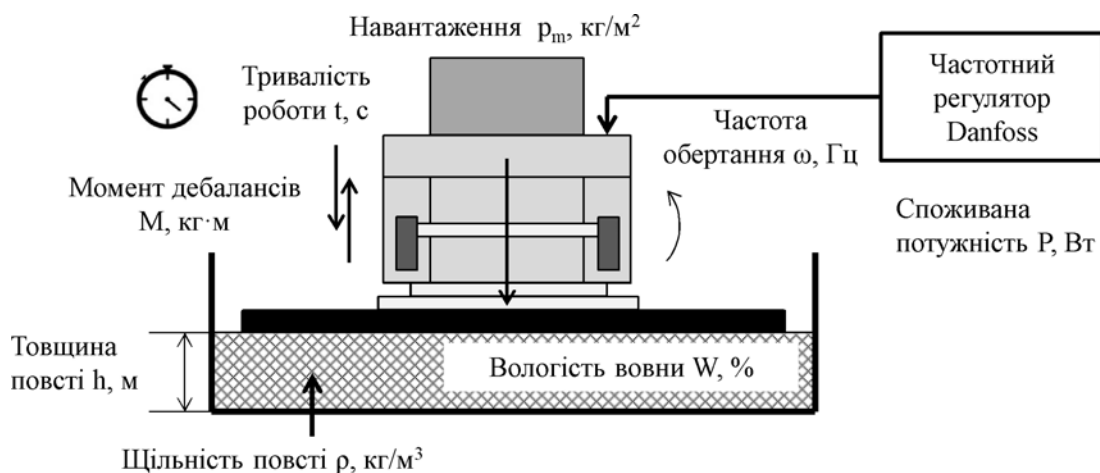


Рисунок 3 – Технологічна схема стану для експериментальних досліджень

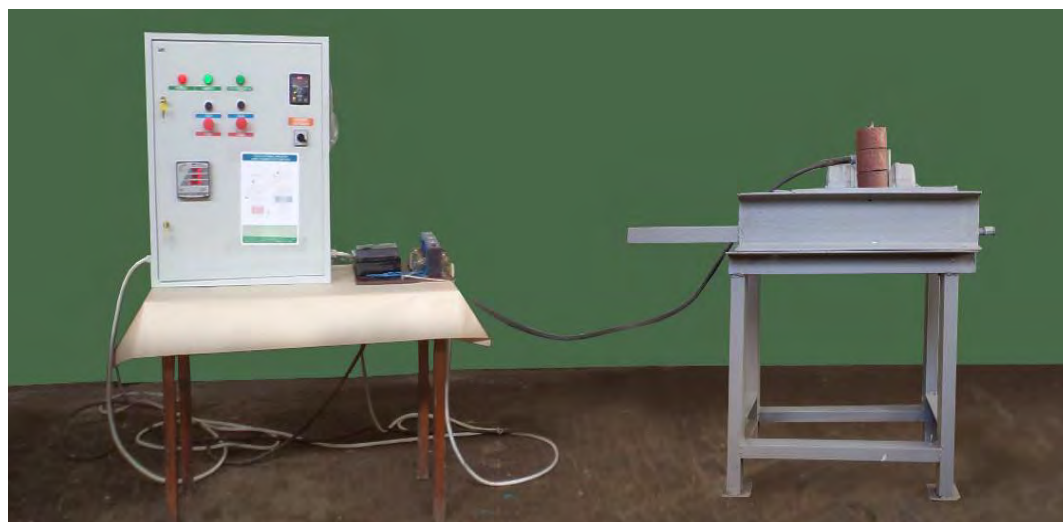


Рисунок 4 – Загальний вигляд стану для експериментальних досліджень

Дослідження процесу валяння грубої овечої вовни в повстяний пласт малогабаритною плитно-валяльною машиною ПВМ-1 (рис 5) проведено в павільйоні випробувань Запорізького науково-дослідного центру у червні 2014 року при обробленні та переробленні 180 кг грубої овечої вовни згідно з розробленою програмою та методикою досліджень.

При проведенні експериментальних досліджень визначено вплив ряду конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної плитно-валяльної машини на технологічний процес віброуцільнення шару зволоженої грубої овечої вовни: частота коливання верхньої плити ( $x_1$ ), робоча вологість шару вовни в піддоні ( $x_2$ ), навантаження на шар зволоженої грубої вовни ( $x_3$ ).



Рисунок 5 – Робочий процес ущільнення та формування повстяного пласта плитно-валяльною машиною ПВМ-1

Відповідно до плану експерименту Бокса - Бенкіна другого порядку реалізовано 15 варіантів сполучень трьох факторів у конструкції малогабаритної плитно-валяльної машини.

За критерії оцінки експериментальних досліджень прийнято споживану потужність  $N$ , Вт і щільність повстяного пласта (при 13 %-ній його вологості)  $\rho_{13}$ , кг/м<sup>3</sup>. Критерії оцінки експериментальних досліджень фіксували кожні 600 с (10 хв.). Процес валяння проводили впродовж 3600 с (60 хв.) для кожного дослідження.

В якості критерію оптимізації обрано питомі витрати енергії  $E$  на реалізацію процесу валяння грубої овечої вовни в повстяний пласт

$$E = \frac{N \cdot t}{m_{\text{вовни}}}, \quad (1)$$

де  $m_{\text{вовни}} = 1$  кг - маса вовни, що закладалася у піддон плитно-валяльної машини;  
 $t$  – тривалість робочого процесу, с.

Аналіз отриманих даних виконано методом математичної статистики та графоаналітичних методів, з використанням програмних пакетів Mathematica і Maple.

В результаті розрахунків коефіцієнтів регресії отримана в розкерованому вигляді математична модель впливу досліджуваних факторів на щільність повстяних пластів  $\rho_{13}$  %:

$$\rho_{13\%} = (16,02 + 2,0893 \omega - 0,0209 \omega^2 + 2,005 W - 0,026 W^2 + 2657,26 M - 24425,8 M^2)(-0,07 + 9,14 \times 10^{-4} t - 2,49 \times 10^{-7} t^2 + 2,14 \times 10^{-11} t^3), \quad (2)$$

де  $\omega$  – частота коливання верхньої плити, Гц;

$W$  – робоча вологість вовни, %;

$M$  – момент дебаласів вібродвигуна, кг·м;

$t$  – тривалість робочого процесу, с.

Графічну інтерпретацію залежності (2) представлено на рисунках 6-8.

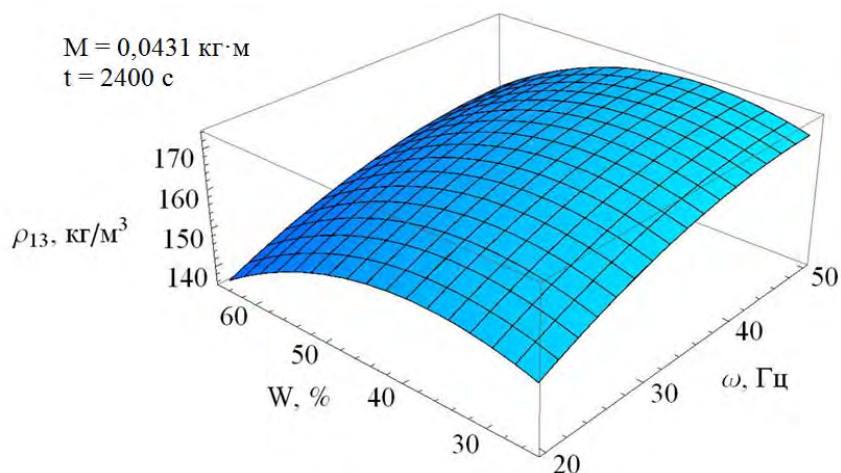


Рисунок 6 – Вплив робочої вологості вовни  $W$  і частоти коливання верхньої плити  $\omega$  на щільність отриманих повстяних пластів  $\rho_{13}$  %

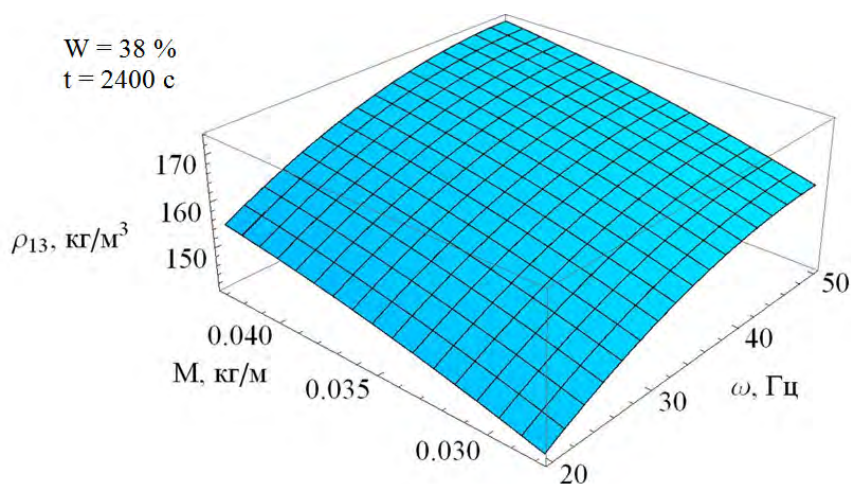


Рисунок 7 – Вплив моменту дебалансів вібродвигуна  $M$  і частоти коливання верхньої плити  $\omega$  на щільність отриманих повстяних пластів  $\rho_{13}$  %

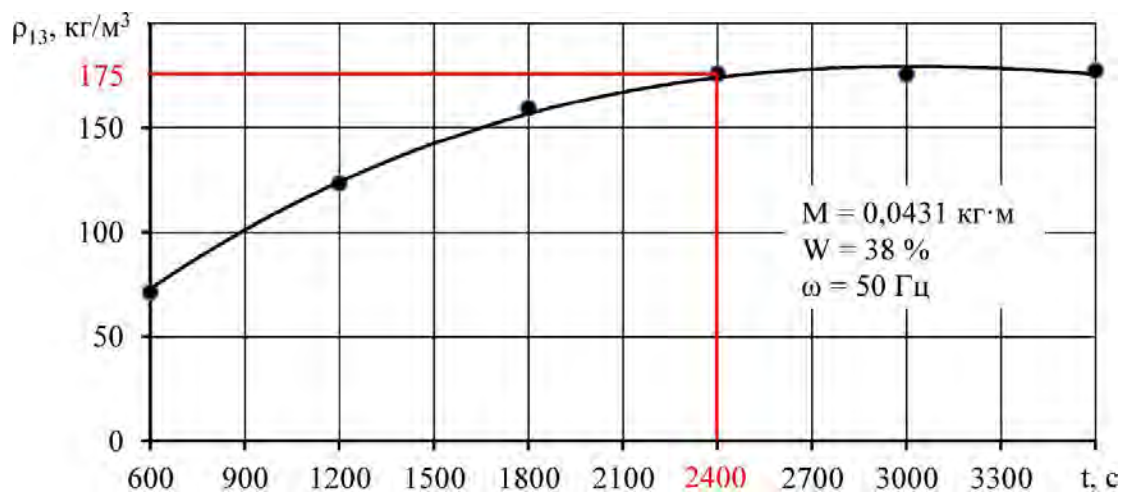


Рисунок 8 – Вплив тривалості робочого процесу  $t$  на щільність отриманих повстяних пластів  $\rho_{13}$  %

В результаті розрахунків коефіцієнтів регресії отримана в розкодованому вигляді математична модель впливу досліджуваних факторів на споживану потужність вібродвигуна:

$$N = 416,99 - 24,493 \omega + 0,447 \omega^2 + 2,213 W - 3265,91 M + 203909 M^2. \quad (3)$$

Для знаходження раціональних конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної плитно-валяльної машини вирішимо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \rho_{13\%} \geq 140 \text{ кг/м}^3, \\ E = \frac{N \cdot t}{m_{\text{вовни}}} \rightarrow \min. \end{cases} \quad (4)$$

Вирішуючи систему рівнянь (4) спільно із (2) і (3) в програмному пакеті Mathematica отримуємо раціональні конструктивно-технологічні параметри малогабаритної плитно-валяльної машини:

$$\omega = 25 - 30 \text{ Гц}, W = 30 - 35 \%, M = 0,033 - 0,035 \text{ кг} \cdot \text{м}, t = 2400 \text{ с}. \quad (5)$$

При цих значеннях конструктивно-технологічних параметрів малогабаритна плитно-валяльна машина забезпечує при споживаній потужності вібродвигуна 309-320 Вт з продуктивністю  $Q = 1,5$  кг/год отримання повстяного пласта з щільністю  $\rho_{13} = 151-159$  кг/м<sup>3</sup>. Питомі витрати енергії на реалізацію робочого процесу ущільнення шару грубої овечої вовни при цьому становлять  $E = 0,74-0,77$  МДж/кг.

На підставі отриманих даних можна зробити висновок, що запропонована конструкція малогабаритної плитно-валяльної машини ПВМ-1 при одночасному завантаженні на 1 виробничий цикл 1 кг вихідної сировини й середніх значеннях показників споживаної потужності вібродвигуна 310 Вт забезпечила отримання повстяного пласта площею 0,25 м<sup>2</sup> щільністю 151-159 кг/м<sup>3</sup> при технологічній нормі 140-180 кг/м<sup>3</sup>.

## Список літератури

1. Наумов О. Б. Організація виробництва та первинної обробки вовни у місцях сировинної бази. Автореф дис. ... канд. техн. наук: 08.06 01 / О. Б. Наумов. – К.: НАУ, 2000. – 22 с.
2. Сокол О. І. Шляхи відродження вівчарства України / О. І. Сокол. – Харків: Бізнес Інформ, 2001. – С. 63.
3. Туринський В. М. Обґрунтування і розробка системи технологічних рішень та способів виробництва продукції вівчарства: дис. ... доктора с.-г. наук: 06.02.04 / Туринський Василь Михайлович. – Асканія-Нова, 2005. – 416 с.
4. Сухарльов В. О. Переробка овечої вовни у малих підприємствах / В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, І. М. Романцов // Проблеми зооінженерії та ветеринарної медицини: Зб. наук. пр. - Вип. 16 (41). - Ч. 1 - Сільськогосподарські науки / М-во аграр. політики України, Харківська держ. зоовет. акад. – Харків: РВВ ХДЗВА, 2008. - С. 292-296.
5. Лиходід В. В. Технологічний модуль первинного оброблення вовни ТМ ПОВ-8,0 в умовах господарств / В. В. Лиходід, В. М. Забудченко, І. С. Цис // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету «Сучасні проблеми землеробської механіки». - Спец. вип. №2-09. - Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. - С. 157-161.
6. Сухарльов В. О. Обґрунтування розроблення техніко-технологічного модуля для виготовлення повсті на місцях виробництва вовни / В. О. Сухарльов, В. В. Лиходід, І. М. Романцов // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2010. – Вип. 1 (5, 6). – С. 116-119. – ISSN 2075-1591.
7. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
8. Барабашук В. И. Планирование эксперимента в технике / В. И. Барабашук, Б. П. Креденцер, В. И. Мирошниченко. – К.: Техніка, 1984. – 200 с.

**Elchin Aliev, Viktor Lykholdid, Viktor Zabudchenko, Vitalij Ivlev**  
*Zaporozhye research center of Mechanization of animal husbandry, Zaporozhye*  
**Results of the research process wallow in coarse wool felted layer**

Creating a compact plate-fulling machines for processing of large amounts of unused wool in an environmentally safe marketable products on the ground of its production.

The basic experimental results of a compact plate-fulling machine SCI 1 for coarse felting wool felted layer and displays the optimum combination of factors that mostly affect its operation. A mathematical model that adequately describes the workflow coarse felting wool felt layer. The optimum value of constructive no-technological parameters of the proposed design compact plate-fulling machine.

The obtained results are the basis for improving the working of the existing structures of small plate-fulling machines similar purpose.

**sheep, rough wool, felting, small plate-fulling machine, the felt layer, workflow, research**

Одержано 22.09.14

**УДК 621.644:621.833.15**

**Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, С.О. Магопечь, доц., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, инж.**  
*Кировоградский национальный технический университет*

## **Исследование закономерностей изменения геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса**

В статье приведено доказательство теоремы об особенностях движения элементов эвольвентного зубчатого зацепления, которая является теоретической базой снижения пульсации геометрической мгновенной подачи шестеренного насоса на всем протяжении зубчатого зацепления, исключая полюс зацепления.

**эвольвентное зубчатое зацепление, точка зацепления, инволюта, угол зубчатого зацепления, шестеренный насос, мгновенная подача, геометрическая подача**

**Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., д-р техн. наук, М.В. Красота, доц., д-р техн. наук, С.О. Магопечь, доц., д-р техн. наук, К.Ю. Кулешкова, инж.**

*Кировоградський національний технічний університет*

**Дослідження закономірностей зміни геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса**

В статті наведено доведення теорема про особливості руху елементів евольвентного зубчастого зачеплення, яка є теоретичною базою зниження пульсації геометричної миттєвої подачі шестеренного насоса протягом всього зубчастого зачеплення, крім полюса зачеплення.

**эвольвентне зубчасте зачеплення, точка зачеплення, інволюта, кут зубчастого зачеплення, шестеренний насос, миттєва подача, геометрична подача**

**Актуальность.** Шестеренные насосы (НШ), благодаря особенностям конструкции и принципа работы, способны работать в тяжелых условиях повышенной запыленности и высоких температур, что позволило им найти широкое распространение в самых различных областях техники.

Одним из недостатков НШ, который обусловлен его конструктивными особенностями, является неравномерность подачи во времени – пульсация мгновенной подачи (МП). Пульсация МП является причиной пульсации давления, развиваемого НШ. Однако, если пульсация давления и подачи НШ не оказывает существенного влияния на качество работы рабочих органов машин, то установка насоса с присутствующими пульсациями в гидросистему управления (например в станках) просто недопустимо. Поэтому, устранение пульсации подачи и давления НШ имеет большое значение для дальнейшего совершенствования и расширения области его использования.

**Постановка проблемы.** Указанная проблема пульсации МП и давления не может быть решена без установления физической сущности процессов, происходящих при подаче рабочей жидкости в НШ.

Анализ результатов, как теоретических [1] так и экспериментальных [2] исследований, опубликованных в научно-технических источниках показал, что они имеют достаточно противоречивый характер. Также, следует отметить некоторое несоответствие экспериментальных результатов теоретическим моделям процесса подачи. Следовательно, существующие физико-математические модели не в полной мере объясняют процесс пульсации МП.

**Связь проблемы с важными научными и практическими задачами.** Рассматриваемая проблема связана с важными научными и практическими задачами дальнейшего совершенствования НШ. Повышение технического уровня НШ будет способствовать повышению их конкурентоспособности и дальнейшему продвижению на рынке объемных насосов. Это также обеспечит развитие и распространение гидропривода в различных технических системах.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Как указано выше, данная публикация непосредственно связана с предыдущими работами авторов [1, 2], которые посвящены анализу опубликованных результатов теоретических и экспериментальных исследований проблемы пульсации МП и давления. Однако, представленные в работах [1, 2] результаты не позволили качественно приблизиться к решению проблемы снижения пульсации МП. Следовательно, существует необходимость в теоретических и экспериментальных исследованиях для решения указанной проблемы.

**Определение цели и задач исследований.** Целью исследований является разработка теоретических основ для создания физической и математической моделей процесса мгновенной подачи шестеренного насоса, позволяющих объяснить особенности мгновенной подачи и давления в процессе выполнения рабочего цикла.

**Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов.**

Рассмотрим схему зубчатого зацепления, представленную на рис. 1 [1, 2].

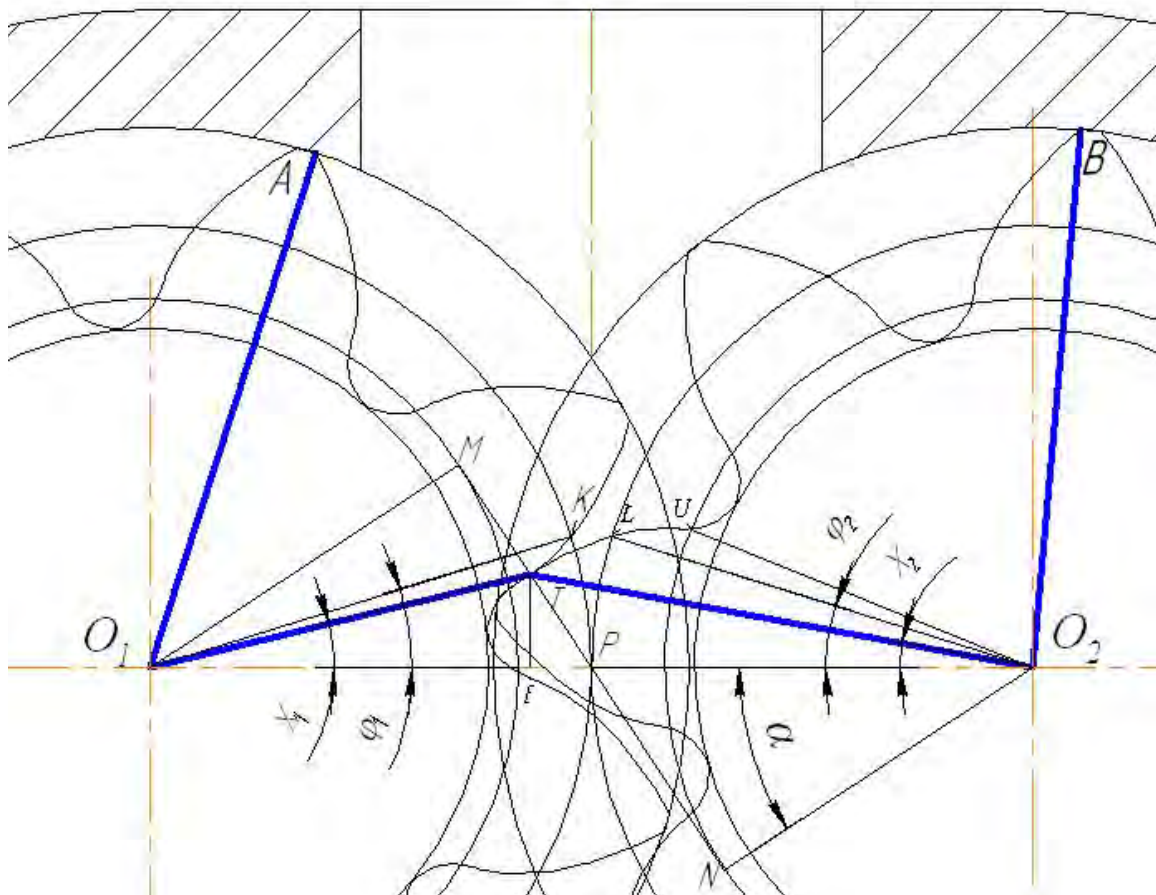


Рисунок 1 – Схема зубчатого зацеплення шестеренного насоса [1, 2]

На схеме (рис. 1) представлены следующие элементы зубчатого зацепления шестерен и их взаимосвязи:

$MN$  – линия зацепления зубьев;

$P$  – полюс зацепления;

$O_1A = R_{e1}$  и  $O_2B = R_{e1}$  – радиус соответственно ведущей и ведомой шестерен;

$O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$  – радиусы, проведенные из центров вращения шестерен  $O_1$  и  $O_2$  в текущую точку  $T$  зацепления эвольвентных профилей на линии зацепления  $MN$ ;

$PT = x$  – координата точки зацепления эвольвентных профилей на линии зацепления;

$O_1K = \frac{d_1}{2}$  и  $O_2L = \frac{d_2}{2}$  – радиусы, проведенные из центров вращения шестерен в точку пересечения рабочей стороны эвольвентного профиля с начальной окружностью;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы, на которые необходимо повернуть радиусы  $O_1K$  и  $O_2L$ , чтобы точка  $K$  и точка  $L$  одновременно оказались в полюсе зацепления  $P$ , при этом, точка зацепления  $T$  также переместится по линии зацепления  $MN$  в полюс зацепления  $P$  на расстояние  $PT = x$ ;

На рис. 1 видим, что при вращении шестерен точка  $T$  движется по линии зацепления  $MN$ . При этом происходит постоянное изменение длин радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$ , высоты  $h$  и углов наклона радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  к основанию треугольника  $\chi_1$  и  $\chi_2$ .

Пусть точка  $T$  отображает текущее положение точки зацепления на линии зацепления зубьев шестерен насоса и определяется координатой  $x$  на линии зацепления. Начало отсчета выберем в полюсе зацепления, в точке  $P$ . При этом координате текущей

точки на линии зацепления –  $T$  соответствует отрезок  $PT = x$  (см. рис. 1), при этом влево вверх  $x < 0$ , а вправо вниз  $x > 0$ .

Для ведущей шестерни за центр ее вращения примем точку  $O_1$ . При этом за положительное направление вращения радиуса примем вращение против часовой стрелки.

Аналогично, для ведомой шестерни за центр вращения примем точку  $O_2$ . При этом за положительное направление вращения радиуса примем его вращение против часовой стрелки.

Введем следующие обозначения:  $O_1K = r_1$ ,  $O_2L = r_2$ ,  $O_1T = \rho_1$  и  $O_2T = \rho_2$ . Тогда на рис. 1:

$\chi_1 = \angle PO_1T$  – угол, на который необходимо повернуть радиус –  $\rho_1$ , чтобы он занял нулевое горизонтальное положение –  $O_1P$ ;

$\chi_2 = \angle PO_2T$  – угол, на который необходимо повернуть радиус –  $\rho_2$ , чтобы он занял нулевое горизонтальное положение –  $O_2P$ ;

$\varphi_1 = \angle PO_2K$  – угол, на который необходимо повернуть ведущую шестерню, чтобы радиус  $\rho_1$  занял нулевое (горизонтальное) положение  $O_1P$ ;

$\varphi_2 = \angle PO_2L$  – угол, на который необходимо повернуть ведомую шестерню, чтобы радиус  $\rho_2$  занял нулевое (горизонтальное) положение  $O_2P$ .

Из приведенных выкладок следует отметить то, что углы поворота шестерен  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и углы поворота радиусов  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  соответственно  $\chi_1$  и  $\chi_2$ , хотя и имеют между собой взаимосвязь, но не равны между собой, что до настоящего времени оставалось неочевидным фактом (взять хотя бы работу А. Е. Леонова [3]).

Задачей исследований является определение закономерностей вращения радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$ , соединяющих центры вращения шестерен с точкой зацепления.

### **Определение взаимосвязей между угловыми параметрами положения зубьев шестерен в зацеплении НШ.**

Положение точки  $K$  и  $L$  можно определить следующими координатами  $(r_1; \varphi_1)$ , где  $r_1$  – радиус начальной окружности ведущей шестерни, мм;

$\varphi_1$  – угол поворота, на который необходимо повернуть радиус  $r_1$ , чтобы точка  $K$  оказались в полюсе зацепления  $P$ , град. или рад.;

Положение точки  $L$  можно определить следующими координатами  $(r_2; \varphi_2)$ , где  $r_2$  – радиус начальной окружности ведомой шестерни, мм;

$\varphi_2$  – угол поворота, на который необходимо повернуть радиус  $r_2$ , чтобы точка  $L$  оказались в полюсе зацепления  $P$ , град. или рад.

Аналогичный подход был предпринят в работе А.Е. Леонова [3]. Однако исходные предпосылки, состоящие в том, что угол поворота радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  жестко связан соответственно с углом поворота ведущей шестерни  $\varphi_1$  и ведомой  $\varphi_2$  шестернями является ошибочным. Покажем, что это не так.

На рис. 1 видим, что рассматриваемые точки  $K$  и  $L$  при повороте ведущей шестерни на угол  $\varphi_1$ , а ведомой на угол  $\varphi_2$  одновременно окажутся в полюсе зацепления -  $P$ . Точка зацепления  $T$  переместится по линии зацепления  $MN$  на расстояние  $PT = x$  и тоже окажется в полюсе зацепления – точке  $P$ .

При этом, следует обратить внимание на тот факт, что угол поворота шестерен и угол поворота радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  не совпадают

$$\chi_1 < \varphi_1 \text{ и } \chi_2 < \varphi_2. \quad (1)$$

Объяснить это можно наличием относительного скольжения рабочих сторон эвольвентных профилей зубьев относительно друг друга в процессе работы шестерен [8, 9]. И если для зубчатого зацепления шестерен, используемых в качестве силовой передачи это явление влияет, разве что, на износ эвольвентных рабочих профилей, то эта особенность работы зубчатого зацепления оказывает куда более существенное влияние на характер МП НШ. Эта особенность известна [8, 9], однако не была учтена при разработке математической модели подачи НШ предшественниками [3-7].

Таким образом, определим взаимосвязи между  $x$ ,  $\chi_1$ ,  $\chi_2$  и  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ .

В первую очередь найдем взаимосвязь между положением точки зацепления  $T$  на линии зацепления  $x$  и углом поворота ведущей шестерни  $\varphi_1$ . Такая взаимосвязь, при условии, что начало координат находится в полюсе зацепления  $P$ , может быть нами получена исходя из определения эвольвенты:

$$\varphi_1 = \frac{x}{r_{01}}, \quad (2)$$

где  $r_{01}$  – радиус основной окружности ведущей шестерни, мм;

$$\varphi_2 = \frac{x}{r_{02}}, \quad (3)$$

где  $r_{02}$  – радиус основной окружности ведомой шестерни, мм.

Из выражений (2) и (3) можно получить и обратные зависимости:

$$x = \varphi_1 r_{01}, \quad (4)$$

$$x = \varphi_2 r_{02}. \quad (5)$$

Далее из схемы зубчатого зацепления, представленной на рис. 1, можно записать:

$$\chi_1 = \angle PO_1M - \angle TO_1M \text{ или } \chi_1 = \alpha - \angle TO_1M, \quad (6)$$

$$\angle TO_1M = \arctg \frac{TM}{O_1M} = \arctg \frac{PM - PT}{r_{01}}.$$

Но, поскольку  $PT = x$ , то

$$\angle TO_1M = \arctg \frac{PM - x}{r_{01}}. \quad (7)$$

В свою очередь, на рис. 1, видим, что

$$PM = r_{01} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления передачи, рад. или град.

Подставив выражение (8) в (7), получим

$$\angle TO_1M = \arctg \left( \operatorname{tg} \alpha - \frac{x}{r_{01}} \right). \quad (9)$$

Тогда, с учетом формулы (6) окончательно получим

$$\chi_1 = \alpha - \arctg \left( \operatorname{tg} \alpha - \frac{x}{r_{01}} \right). \quad (10)$$

Аналогично, из схемы зубчатого зацепления для  $\chi_2$ , будем иметь:

$$\chi_2 = \angle TO_2N - \alpha, \quad (11)$$

$$\chi_2 = \arctg \frac{r_{02} \operatorname{tg} \alpha + x}{r_{02}} - \alpha. \quad (12)$$

Окончательно

$$\chi_2 = \arctg\left(tg\alpha + \frac{x}{r_{02}}\right) - \alpha. \quad (13)$$

Далее найдем взаимосвязь между  $\chi$  и  $\varphi$ . Из схемы зубчатого зацепления можно записать

$$\varphi_1 = \chi_1 + inv(\alpha) - inv(\alpha - \chi_1). \quad (14)$$

А поскольку по определению

$$inv \alpha = tg \alpha - \alpha, \quad (15)$$

то, подставив значение функции  $inv$  из (15) в (14) после простых преобразований, получим

$$\varphi_1 = tg\alpha - tg(\alpha - \chi_1). \quad (16)$$

И, наоборот, из (16) можем получить обратную зависимость

$$\chi_1 = \alpha - \arctg(tg\alpha - \varphi_1). \quad (17)$$

Аналогично установим зависимость между  $\chi_2$  и  $\varphi_2$ . Из рис. 1 можно записать:

$$\varphi_2 = \chi_2 + inv(\alpha + \chi_2) - inv\alpha. \quad (18)$$

Воспользовавшись понятием инволюты (15), выражение (18) можно привести к виду

$$\varphi_2 = tg(\alpha + \chi_2) - tg\alpha. \quad (19)$$

Аналогично выражению (17), из выражения (19) можем получить обратную зависимость

$$\chi_2 = \arctg(\varphi_2 + tg\alpha) - \alpha. \quad (20)$$

А поскольку

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{r_1}{r_2}, \quad (21)$$

то подставив в выражение (20) значение  $\varphi_2$  из (21), получим

$$\chi_2 = \arctg\left(\varphi_1 \frac{r_1}{r_2} + tg\alpha\right) - \alpha. \quad (22)$$

**Определение зависимости длин радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  от положения точки зацепления на линии зацепления  $MN - x$  и от угла поворота ведущей шестерни  $\varphi$**

На рис. 1 видим, что в соответствии с теоремой Пифагора

$$O_1T^2 = O_1M^2 + MT^2. \quad (23)$$

$$MT = MP - x = O_1M \cdot tg \alpha - x = r_{01} \cdot tg \alpha - x. \quad (24)$$

Следовательно,

$$\rho_1^2 = (r_{01} tg\alpha - x)^2 + r_{01}^2. \quad (25)$$

Аналогично

$$\rho_2^2 = (r_{02} tg\alpha + x)^2 + r_{02}^2. \quad (26)$$

Аналогичные результаты можно получить, если использовать тригонометрические функции:

$$\angle TO_2N = \operatorname{arctg} \frac{TN}{O_2N}, \quad (27)$$

$$\angle TO_2N = \operatorname{arctg} \frac{NP + PT}{r_{02}}, \quad (28)$$

$$\angle TO_2N = \operatorname{arctg} \frac{r_{02} \operatorname{tg} \alpha + x}{r_{02}} \quad \text{или} \quad \angle TO_2N = \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{x}{r_{02}} \right), \quad (29)$$

тогда

$$O_2T = \frac{r_{02}}{\cos \left( \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{x}{r_{02}} \right) \right)}. \quad (30)$$

Но поскольку  $\cos(\operatorname{arctg} \alpha) = \frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + 1}}$ , то (30) можно выразить в виде

$$O_2T = r_{02} \sqrt{\left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{x}{r_{02}} \right)^2 + 1} \quad \text{или} \quad O_2T = \sqrt{r_{02}^2 \left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{x}{r_{02}} \right)^2 + r_{02}^2} \quad (31)$$

или после преобразований

$$O_2T = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg} \alpha + x)^2 + r_{02}^2}. \quad (32)$$

Произведя замену, получим зависимость, идентичную выражению (26). Аналогично можно получить и выражение (25).

Подставив зависимость  $x$  от  $\varphi$  из (4) и (5) в зависимости (25) и (26) соответственно, получим

$$\rho_1^2 = (r_{01} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2. \quad (33)$$

Аналогично

$$\rho_2^2 = (r_{02} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2. \quad (34)$$

Из (33) и (34), получим:

$$\rho_1 = \sqrt{(r_{01} \operatorname{tg} \alpha - \varphi_1 r_{01})^2 + r_{01}^2}, \quad (35)$$

$$\rho_2 = \sqrt{(r_{02} \operatorname{tg} \alpha + \varphi_2 r_{02})^2 + r_{02}^2}. \quad (36)$$

Таким образом, получены выражения для определения радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  (33) - (36) и углов их поворота  $\chi_1$  и  $\chi_2$  (17) и (22).

Иногда, с целью получения менее громоздких выражений полезно иметь для используемых выражений иную форму записи. Получим указанные зависимости в иной форме.

Для этого рассмотрим  $\Delta O_1TP$  (см. рис. 1), воспользовавшись теоремой косинусов, получаем

$$\rho_1^2 = r^2 + \varphi^2 r_0^2 - 2 r \varphi r_0 \sin \alpha. \quad (37)$$

Аналогично из  $\Delta O_2TP$ , следует, что

$$\rho_2^2 = r^2 + \varphi^2 r_0^2 + 2 r \varphi r_0 \sin \alpha. \quad (38)$$

Далее, определим и иную форму записи выражений для углов поворота радиусов

$\rho_1$  и  $\rho_2$  соответственно углов  $\chi_1$  и  $\chi_2$ .

Площадь  $\Delta O_1TP$  можно определить по формуле

$$S_{\Delta O_1TP} = 0,5 r h, \quad (39)$$

где  $h = TE$  – высота  $\Delta O_1TP$ , которую можно найти из прямоугольного  $\Delta TPE$

$$h = \varphi r_0 \cos \alpha. \quad (40)$$

Подставив выражение (40) в (39) окончательно получим

$$S_{\Delta O_1TP} = 0,5 r \varphi r_0 \cos \alpha. \quad (41)$$

С другой стороны, площадь  $\Delta O_1TP$  можно выразить следующим образом

$$S_{\Delta O_1TP} = 0,5 \rho_1 r \sin \chi_1. \quad (42)$$

Приравняв правые части равенств (41) и (42), получим

$$\rho_1 \sin \chi_1 = \varphi r_0 \cos \alpha, \quad (43)$$

откуда

$$\chi_1 = \arcsin \frac{\varphi r_0 \cos \alpha}{\rho_1}. \quad (44)$$

Аналогично можно записать для угла  $\chi_2$

$$\chi_2 = \arcsin \frac{\varphi r_0 \cos \alpha}{\rho_2}. \quad (45)$$

Доказательство теоремы о скорости изменения площади, описываемой радиусами, соединяющими точку зацепления с центрами вращения шестерен.

Теорема. При вращении шестерен с эвольвентным зубчатым зацеплением скорость приращения площади треугольника  $\Delta S(\Delta\varphi)$ , образуемого радиусами  $\rho_1(\varphi)$  и  $\rho_2(\varphi)$ , соединяющими центры вращения шестерен с точкой зацепления и отрезком соединяющим центры вращения шестерен –  $a$  есть величина постоянная, равная

$$VS(\varphi) = \frac{\partial S(\varphi)}{\partial \varphi} = 0,5 a \cdot r_0 \cos \alpha, \quad (46)$$

где  $r_0$  – радиус основной окружности;

$\alpha$  – угол зацепления;

$\varphi$  – угол поворота ведущей шестерни;

$a$  – межцентровое расстояние.

Для доказательства теоремы рассмотрим схему зубчатого зацепления, представленную на рис. 1.

Для этого рассмотрим треугольник  $\Delta O_1TO_2$ . Площадь  $\Delta O_1TO_2$  можно найти по формуле

$$S_{\Delta O_1TO_2} = 0,5 \cdot O_1O_2 \cdot TE = 0,5 \cdot a \cdot h, \quad (47)$$

где  $h$  – высота треугольника.

Располагая зависимостями  $\rho_1$  и  $\rho_2$  и углов их поворота вокруг центров вращения  $\chi_1$  и  $\chi_2$  от угла поворота шестерен -  $\varphi$  из прямоугольных треугольников  $\Delta O_1TE$  и  $\Delta O_2TE$  можно записать выражения для определения высоты треугольника  $\Delta O_1TO_2$  в функции от  $\varphi$  в виде:

$$h(\varphi) = \rho_1(\varphi) \sin \chi_1(\varphi), \quad (48)$$

$$h(\varphi) = \rho_2(\varphi) \sin \chi_2(\varphi). \quad (49)$$

Ранее были получены выражения радиусов  $\rho_1$  и  $\rho_2$  [1, 2] и углов их поворота вокруг центров вращения  $\chi_1$  и  $\chi_2$  от угла поворота шестерен –  $\varphi$ .

В результате предварительных теоретических исследований были получены формулы (35) и (36), из которых получим аналогичные зависимости в виде функций от угла поворота ведущей шестерни:

$$\rho_1(\varphi) = r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2 + 1}, \quad (50)$$

$$\rho_2(\varphi) = r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha + \varphi)^2 + 1}, \quad (51)$$

$$\chi_1(\varphi) = \alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi), \quad (52)$$

$$\chi_2(\varphi) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha + \varphi) - \alpha. \quad (53)$$

Или подставив в (48) и (49) соответствующие значения из (50)-(53), получим:

$$h = r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2 + 1} \cdot \sin[\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)], \quad (54)$$

$$h = r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha + \varphi)^2 + 1} \cdot \sin[\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha + \varphi) - \alpha]. \quad (55)$$

Тогда, подставив в (47) значение высоты  $h$  из (54) или (55) искомую площадь треугольника можно найти в соответствии со следующими зависимостями:

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2 + 1} \cdot \sin[\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)], \quad (56)$$

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha + \varphi)^2 + 1} \cdot \sin[\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha + \varphi) - \alpha]. \quad (57)$$

Далее с учетом того, что

$$\sin[\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)] = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(\varphi - \operatorname{tg} \alpha)^2 + 1}}, \quad (58)$$

$$\sin[\alpha - \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha + \varphi)] = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(\varphi + \operatorname{tg} \alpha)^2 + 1}}. \quad (59)$$

Из (56) и (57) получим:

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2 + 1} \cdot \frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(\varphi - \operatorname{tg} \alpha)^2 + 1}}, \quad (60)$$

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \sqrt{(\operatorname{tg} \alpha + \varphi)^2 + 1} \cdot \frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(\varphi + \operatorname{tg} \alpha)^2 + 1}}. \quad (61)$$

Или после преобразования, зависимостей (60) и (61), получим:

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \cdot \varphi \cdot \cos \alpha, \quad (62)$$

$$S_{\Delta O_1 T O_2} = 0,5 a \cdot r_0 \cdot \varphi \cdot \cos \alpha. \quad (63)$$

Из (62) и (63) видим, что выражения для определения площади треугольника  $\Delta O_1 T O_2$  ожидаемо идентичны.

Далее перейдем к определению скорости изменения площади треугольника  $\Delta O_1 T O_2$  по углу поворота  $\varphi$

$$V_{S_{\Delta O_1 T O_2}} = \frac{dS_{\Delta O_1 T O_2}}{d\varphi}, \quad (64)$$

$$V_{S_{\Delta O_1 T O_2}} = 0,5 a \cdot r_0 \cos \alpha, \quad (65)$$

что и требовалось доказать.

А поскольку известно, что

$$a = \frac{2 \cdot r_0}{\cos \alpha}, \quad (66)$$

то формулу (65) можно переписать в виде

$$V_{S_{\Delta_0 t_0 t_0_2}} = r_0^2. \quad (67)$$

Поэтому теорему можно переформулировать следующим образом:

**Теорема.** При вращении зубчатого зацепления шестерен с эвольвентными профилями с угловой скоростью  $\omega$ , скорость приращения площади треугольника  $\Delta S(\Delta t)$ , образуемого радиусами  $\rho_1(t)$  и  $\rho_2(t)$ , соединяющими центры вращения шестерен с точкой зацепления и отрезком, соединяющим центры вращения шестерен -  $a$  есть величина постоянная, равная

$$VS(t) = \frac{\partial S(t)}{\partial t} = \omega \cdot r_0^2.$$

Последняя формулировка более корректна с физической точки зрения – результат выражается в изменении единицы площади в единицу времени.

**Выводы.** Была доказана теорема в теории эвольвентного зубчатого зацепления, определяющая скорость изменения площади, описываемой радиусами, соединяющими центры вращения шестерен с полюсом зацепления.

Доказанная теорема может быть применена именно при проектировании шестеренных насосов, так как в НШ эвольвентное зубчатое зацепление выполняет две функции. Во-первых, зубчатое зацепление используется для переноса рабочей жидкости из камеры всасывания в камеру нагнетания и обеспечивает повышение давления рабочей жидкости совместно с другими уплотняющими элементами насоса. Во вторых, зацепление выполняет традиционную роль передачи крутящего момента от привода насоса на ведомую шестерню, в НШ это вспомогательная функция. При проектировании эвольвентных зубчатых зацеплений в силовых передачах данная теорема малоприменима.

Доказательство теоремы показывает, что устоявшиеся представления о пульсации мгновенной подачи и давления в процессе подачи рабочей жидкости в шестеренном насосе не в полной мере отвечают действительности.

## Список литературы

1. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] // Теория, конструкция и расчет.- Монография – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
2. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград: КНТУ. – 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
3. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
4. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
5. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
7. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа / Осипов А.Ф. // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
8. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / Гавриленко В.А. – М.: «Машиностроение», 1969. – 431 с.
9. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И. И. – [4-е изд. перераб. и доп.] – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

**Yuriy Kuleshkov, Mikhail Chernovol, Timofey Rudenko, Mikhail Krasota, Sergey Magopetz, Ksenija Kuleshkova**

*Kirovograd national technical university*

**The research of regularities of the change of geometrical parameters of tothing in gear pump**

The objective of the research is the development of theory to create a physical and mathematical model of the process of instant feed of a gear pump. That will allow explaining the peculiarities of the instant feed and the pressure in the process of operating cycle.

The article presents the proof of the theorem about special movement of the elements of evolute tothing which is the theoretical basis of the decrease of pulsation of geometrical instant feed of gear pump during all the period of tothing excluding the pitch point.

We have proved the theorem of the theory of evolute tothing which determines the speed of area change described by radiuses that connect the centres of gear rotation with pitch point. The proved theorem may be used while designing gear pumps because in a gear pump the evolute tothing carries out two functions. First, tothing is used to transport hydraulic fluid from suction chamber to injection chamber and provides increase of pressure of hydraulic fluid together with other sealing elements of a pump. Second, tothing plays a traditional role of transforming of rotation moment from pump drive to driven gear. It is an additional function in a gear pump.

The proof of the theorem shows that traditional image of pulsation of instant feed and pressure in the process of feed of hydraulic fluid in gear pumps is not absolutely true to the reality.

**eevolute tothing, pitch point, envolute, angle of tothing, gear pump, instant feed, geometrical feed**

Одержано 14.11.14

**УДК621.798.38**

**О.В. Оришака, доц., канд. техн. наук, В.І. Гуцул, доц., канд. ф.-м. наук, А.М. Артюхов, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Обгрунтування постачального пристрою установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів**

Визначений вплив параметрів постачального пристрою на швидкість руху сипкого матеріалу в каналах патрубків в стаціонарному положенні і при обертанні пристрою, зміна лінійної питомої маси сипкого матеріалу в патрубках, а також центр мас сипкого матеріалу. Установлено, що швидкість руху сипкого матеріалу в каналах патрубків при обертанні пристрою збільшується відносно його стаціонарного положення, що виключає порушення технологічного процесу із-за забивання каналів патрубків.

**установка, сипкий матеріал, постачальний пристрій, патрубок**

**О.В. Оришака, доц., канд. техн. наук, В.І. Гуцул, доц., канд. ф.-м. наук, А.М. Артюхов, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Обоснование питательного устройства установки непрерывного действия для загрузки сыпучих материалов**

Определено влияние параметров питательного устройства на скорость движения сыпучего материала в каналах патрубков в стационарном положении и при вращении устройства, изменение удельной линейной массы сыпучего материала в канале установки. Установлено, что скорость сыпучего материала в каналах патрубков при вращении устройства увеличивается относительно его стационарного положения, что исключает нарушение технологического процесса из-за забивок патрубков.

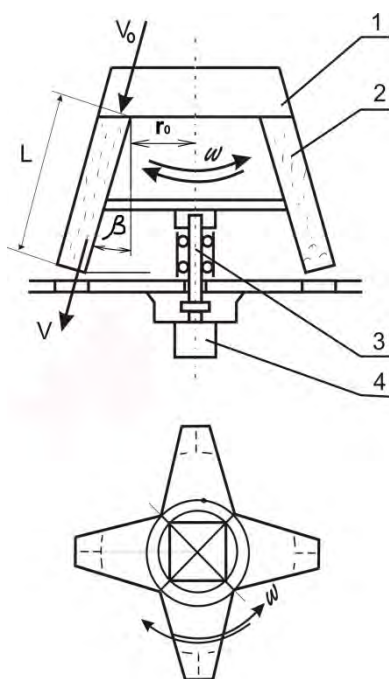
**установка, сыпучий материал, снабжающее устройство, патрубок**

**Постановка проблеми.** Роботи по завантаженню сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва, зернопереробної, харчової та інших галузей господарства є трудомісткими і енергоємними. Аналіз роботи існуючих конструкцій машин для завантаження сипких матеріалів показує, що вони потребують значних витрат енергії, допускають порушення технологічного процесу, не забезпечують універсальності та високої точності дозування. Виходячи з викладеного, проведення додаткових досліджень по вдосконаленню постачальних пристроїв для завантаження дрібнозернистих сільськогосподарських матеріалів і сумішей у клапанні мішки є актуальним завданням.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** В установках безперервної дії для завантаження сипких матеріалів в клапанні мішки передбачено ряд нових рішень для підвищення технологічної надійності, зниження енергетичних витрат.

До цих рішень відносяться: стабілізатор потоку сипкого матеріалу, регулятор витoku з конусним і плоским скатом, постачальний пристрій, блоки секцій з вертикальними завантажувальними секціями [1, 2, 3].

Постачальний пристрій (рис. 1.) представляє собою ротор з вертикальною віссю обертання (періодично здійснює зворотно-обертаний рух на передбачений кут), що містить приймальну частину і патрубкі. Поворот здійснюється електромагнітами або серводвигуном. По патрубкам постійно рухається сипкий матеріал.



1 – приймальна частина; 2 – патрубкі; 3 – вісь; 4 – серводвигун або електромагніти

Рисунок 1 – Схема постачального пристрою

**Ціль дослідження.** Провести аналіз впливу параметрів постачального пристрою на швидкість переміщення сипкого матеріалу по патрубкам при обертанні ротора.

**Основна частина.** Розглянемо рух матеріальної частинки по каналу патрубкі при стаціонарному положенні постачального пристрою і при обертанні ротора, а також визначимо центр маси сипкого матеріалу в патрубці і зміну лінійної питомої маси сипкого матеріалу в патрубці.

На матеріальну частинку сипкого матеріалу, що рухається по каналу патрубкі, при обертанні ротора діють наступні сили:

1. Сила ваги  $\bar{P} = mg$ , яка розкладається на дві складові:  $mg \sin \beta$ , яка діє перпендикулярно до поверхні патрубку і визиває при русі силу тертя  $fmg \sin \beta$ , і  $mg \cos \beta$ , яка направлена паралельно руху матеріалу, де  $f$  – коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по стінці патрубку,  $\beta$  – кут нахилу патрубку до вертикалі.

2. Відцентрова сила  $F_{ц} = m\omega^2 r$ , яка направлена від центра ротора, де  $\omega$  – кутова швидкість обертання ротора.

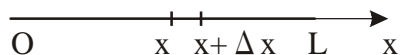
3. Сила Коріоліса  $F_K = 2m\omega V \sin \beta$ .

4. Сила тертя  $F_T = fN$ , де  $N$  – реакція патрубку.

При стаціонарному положенні постачального пристрою на матеріальну частинку діють сила ваги і сила тертя  $F_T$ .

*Обчислення густини, маси матеріалу в патрубці та центру мас через швидкість руху.*

Розглядаємо стовп сипкого матеріалу в патрубці як стержень змінної густини. Знаючи закон розподілу густини, можемо визначити масу і центр мас стовпа матеріалу в патрубці. Виразимо далі густину  $\gamma(x)$  через швидкість руху частинки  $v(x)$ .



Розглянемо малий відрізок  $[x, x + \Delta x]$  довжиною  $\Delta x$ . Припустимо, що на цьому відрізку швидкість руху матеріалу залишається сталою і дорівнює  $v(\xi)$ , де  $x \leq \xi \leq x + \Delta x$ . Частинка проходить вказаний відрізок за час  $\Delta t = \Delta x/v(\xi)$ . Отже, маса  $\Delta m$  матеріалу та лінійна густина  $\gamma(x)$  на цьому відрізку визначаються наступними наближеними рівностями:

$$\Delta m \approx q \cdot \Delta t = q \cdot \Delta x/v(\xi), \quad \gamma(x) = \Delta m/\Delta x \approx q/v(\xi),$$

де  $q$  – подача сипкого матеріалу.

Перейшовши в останній рівності до границі при  $\Delta x \rightarrow 0$  і врахувавши, що при цьому  $\xi \rightarrow x$ , отримуємо точну формулу для густини стовпа в точці  $x$ :

$$\gamma(x) = q/v(x). \quad (1)$$

Маса матеріалу в патрубці та центр мас визначається наступним чином:

$$M = \int_0^L \gamma(x) dx = q \int_0^L \frac{dx}{v(x)}. \quad (2)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{M} \int_0^L x \gamma(x) dx = \frac{q}{M} \int_0^L \frac{x}{v(x)} dx. \quad (3)$$

Відмітимо, що формули (1-3) справедливі як для стаціонарного положення патрубку, так і для випадку, коли він рухається.

*Рух частинки в патрубці без обертання ротора.*

У цьому випадку швидкість матеріальної частинки, яка рухається під дією сили ваги і сили тертя  $F_T$ , визначається за формулою:

$$v = \sqrt{2g(\cos \beta - f \sin \beta)x + v_0^2}. \quad (4)$$

Використовуючи рівняння (1), отримуємо:

$$\gamma(x) = \frac{q}{\sqrt{2g(\cos \beta - f \sin \beta)x + v_0^2}}. \quad (5)$$

Визначаємо масу сипкого матеріалу в патрубці за допомогою формули (2):

$$M = q \int_0^L \frac{dx}{\sqrt{2g(\cos\beta - f \sin\beta)x + v_0^2}}.$$

Проінтегрувавши, одержуємо:

$$M = q \frac{\sqrt{2gL(\cos\beta - f \sin\beta) + v_0^2} - v_0}{g(\cos\beta - f \sin\beta)}, \quad (6)$$

де  $v_0$  – початкова швидкість сипкого матеріалу.

Застосувавши залежність (3) визначаємо центр мас матеріалу в патрубці:

$$\bar{x} = \frac{q}{M} \int_0^L \frac{x}{\sqrt{2g(\cos\beta - f \sin\beta)x + v_0^2}} dx.$$

Проінтегрувавши і врахувавши умову (6), одержуємо:

$$\bar{x} = \frac{1}{3}L + \frac{v_0 \left( \sqrt{2gL(\cos\beta - f \sin\beta) + v_0^2} - v_0 \right)}{6g(\cos\beta - f \sin\beta)}. \quad (7)$$

Останню формулу можна представити у вигляді:

$$\bar{x} = \frac{1}{3}L + \frac{v_0 M}{6q}. \quad (8)$$

*Рух частинки в патрубці з обертальним рухом.*

Частинка (матеріальна точка) рухається під дією сили  $\bar{F}$ :

$$\bar{F} = \bar{F}_ц + \bar{P} + \bar{F}_к + \bar{F}_т, \quad (9)$$

де  $F_ц = m\omega^2 r = m\omega^2 (r_0 + x \sin\beta)$ ,  $P = mg$ ,  $F_к = 2m \sin\beta \cdot \omega \cdot \frac{dx}{dt}$ ,  $F_т = fN$  ( $N$  – реакція патрубка).

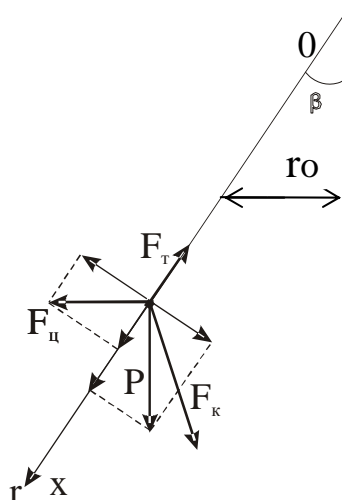


Рисунок 2 – Розрахункова схема

Враховуючи вказані співвідношення, записуємо рівняння руху матеріальної точки у проекції на вісь  $Ox$ :

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 (r_0 + x \sin\beta) \sin\beta + g \cos\beta - 2f \sin\beta \cdot \omega \cdot \frac{dx}{dt} - \left| \omega^2 (r_0 + x \sin\beta) \cos\beta - g \sin\beta \right| f. \quad (10)$$

Розглянемо швидкість руху частинки  $v$  як функцію аргументу  $x$ , тобто зробимо в останньому рівнянні підстановку:

$$\frac{dx}{dt} = v, v = v(x), \frac{d^2x}{dt^2} = v \frac{dv}{dx}. \quad (11)$$

Маємо:

$$\frac{dv}{dx} = \frac{1}{v} \left( \omega^2 (r_0 + x \sin \beta) \sin \beta + g \cos \beta - 2f \sin \beta \cdot \omega v - \left| \omega^2 (r_0 + x \sin \beta) \cos \beta - g \sin \beta \right| f \right). \quad (12)$$

В рівнянні (12) можна позбавитися модуля, якщо врахувати напрям рівнодіючої сил, які діють перпендикулярно до нижньої і верхньої стінок патрубку. Дослідження вказаної рівнодіючої представляє також і самостійний інтерес. Величина і напрям цієї величини визначаються функцією:

$$u(\omega, x) = (\omega^2 (r_0 + x \sin \beta) \cos \beta - g \sin \beta) f. \quad (13)$$

Нижче наведені графіки функції  $u(\omega, x)$  при деяких фіксованих значеннях  $x$  (рис.3) і  $\omega$  (рис.4). Якщо  $\omega < \sqrt{g \cdot \operatorname{tg} \beta / (r_0 + L \sin \beta)}$ , то  $u(\omega, x) < 0$  при будь-якому  $x \in [0, L]$  (для взятих значень параметрів  $\omega < 3,87$ ). У цьому випадку потік матеріалу рухається по нижній стінці патрубку, подібно тому, як це відбувається при стаціонарному положенні патрубку. Якщо  $\omega > \sqrt{g \cdot \operatorname{tg} \beta / r_0}$ , то  $u(\omega, x) > 0$  при будь-якому  $x \in [0, L]$  (для взятих значень параметрів  $\omega > 5,72$ ). У даній ситуації потік зміщується до верхньої стінки патрубку. Якщо ж  $\sqrt{g \cdot \operatorname{tg} \beta / (r_0 + L \sin \beta)} < \omega < \sqrt{g \cdot \operatorname{tg} \beta / r_0}$ , то при  $x \in [0, L]$  функція  $u(\omega, x)$  приймає значення різних знаків. У цьому випадку частина потоку притискається до нижньої стінки патрубку, а частина – до верхньої. При  $\omega > \sqrt{g \cdot \operatorname{tg} \beta / r_0}$  рівняння (12) переписується у вигляді:

$$\frac{dv}{dx} = \frac{1}{v} \left( \omega^2 (r_0 + x \sin \beta) \sin \beta + g \cos \beta - 2f \sin \beta \cdot \omega v - (\omega^2 (r_0 + x \sin \beta) \cos \beta - g \sin \beta) f \right). \quad (14)$$

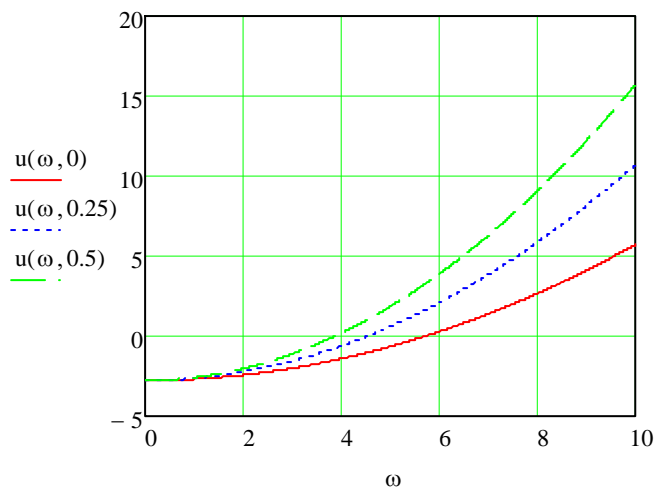


Рисунок 3 – Залежність рівнодіючих сил, що діють перпендикулярно до нижньої і верхньої стінок патрубку від кутової швидкості при:  $f=0,4$ ;  $\beta = \pi / 4$ ;  $r_0=0,3\text{м}$ ;  $v_0=0,1\text{м/с}$ ;  $g=9,8$ ;  $L=0,5\text{м}$ ;  $q=1 \text{ кг/с}$

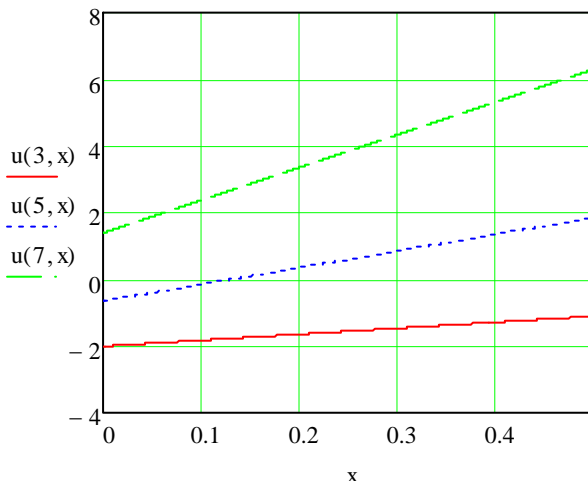


Рисунок 4 – Розподіл рівнодіючих сил, що діють перпендикулярно до нижньої і верхньої стінок патрубку по довжині патрубку:  
 $f=0,4$ ;  $\beta = \pi / 4$ ;  $r_0=0.3\text{м}$ ;  $v_0=0.1\text{м/с}$ ;  $g=9,8$ ;  $L=0,5\text{м}$ ;  $q=1 \text{ кг/с}$

Диференціальне рівняння (14) інтегрується аналітичним методом, але отриманий загальний інтеграл  $\Phi(x, v, C) = 0$  є досить громіздким і вказане співвідношення не розв’язується відносно  $v$ . В зв’язку зі вказаним, залежність  $v = v(x)$  була отримана чисельним методом за допомогою математичного пакету Mathcad [4].

На наведених нижче рисунках  $v(x)$  – швидкість руху частинки в патрубку з обертальним рухом,  $v_0(x)$  – швидкість руху частинки при стаціонарному положенні патрубку.

Зображені графіки (рис.5, 6) свідчать про те, що обертальний рух патрубків збільшує швидкість частинки.

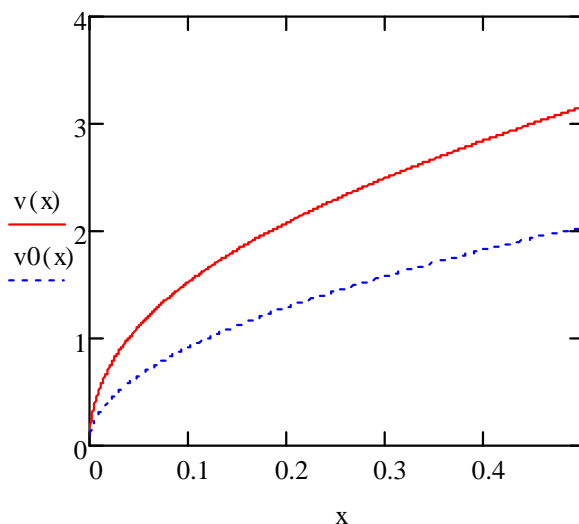


Рисунок 5 – Розподіл швидкості руху сипкого матеріалу по довжині патрубку при:  $f=0,4$ ;  $\beta = \pi / 4$ ;  $w = 2\pi$ ;  $r_0=0.3\text{м}$ ;  $v_0=0.1\text{м/с}$ ;  $g=9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $L=0,5\text{м}$ ;  $q=1 \text{ кг/с}$

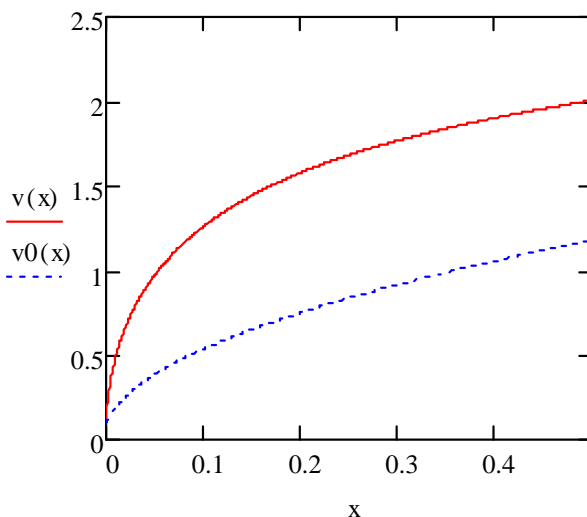


Рисунок 6 – Розподіл швидкості руху сипкого матеріалу по довжині патрубку при:  $f=0,8$ ;  $\beta = \pi / 4$ ;  
 $w = 2\pi$ ;  $r_0=0,3\text{м}$ ;  $v_0=0,1\text{м/с}$ ;  $g=9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $L=0,5\text{м}$ ;  $q=1 \text{ кг/с}$

Використовуючи залежність (2) визначаємо масу  $M$  матеріалу в патрубці. Для вказаних значень параметрів ( $f = 0,4$ ) в патрубці з обертальним рухом  $M = 0,287$ , при стаціонарному положенні патрубку  $M = 0,467$ .

З наведеного вище, можна зробити наступні висновки:

1. Швидкість руху сипкого матеріалу в патрубці постачального пристрою збільшується при обертанні ротора по відношенню до стаціонарного положення ротора. Це дає можливість уникнути накопичування сипкого матеріалу, що могло б привести до забивання каналу.

2. При підвищенні кутової швидкості обертання ротора потік матеріалу зміщується від нижньої до верхньої стінки патрубку.

3. Маса сипкого матеріалу, що знаходиться в патрубці, при обертанні ротора зменшується.

4. Отримання позитивного розрахункового ефекту викликає професійну зацікавленість для впровадження її у виробництво та подальше промислове використання в агропромисловому комплексі.

## Список літератури

1. Теоретичне дослідження подільчо-формуєчих постачальних пристроїв машин для завантаження сипких матеріалів/ Оришака О.В., Гончаров В.В., Артюхов А.М., Оришака В. О. // Загальнодержавний міжвідомчий наук.-технічний збірник «Констр. виробництво та експлуатація с-г. машин». – Кіровоград, КНТУ, 2010р. - Випуск 40, частина I, -С. 86-92.
2. Аналіз продуктивності установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів/ Оришака О.В., Оришака В. О., Артюхов А.М., Кравцов А.О. // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти– Запоріжжя, НВК Інтер-М, 2013р. - Випуск 1, -С. 169-175.
3. Установка безперервної дії для завантаження сипких матеріалів в клапанні мішки / Заява на винахід №201306474 від 24 травня 2013 - Оришака О.В., Кравцов А.О., Артюхов А.М., Оришака В.О.
4. Дьяконов В. MathCAD 2000: учебный курс / Дьяконов В. – Спб: Питер, 2000.- 592 с.: ил.

**Oleg Oryhsaka, Vasily Gutsul, Anatioliy Artiukhov**

*Kirovograd National Technical University*

**Rationale feeding devices installation continuous operation to download free-flowing materials**

Modern machines for loading friable materials into valve bags require a considerable amount of energy, allow the loss of fasoo material, as well as the violation of technological process at boot friable materials, so the improvement of modern mechanization is an actual scientific problem.

The effect of the parameters of the feeding device the speed of movement of the friable material in the channels of the nozzle in a stationary position during rotation of the device, the change of a specific linear mass of granular material in the channel setup. It is established that the speed of the friable material in the channels of the nozzles during rotation of the device increases relative to its stationary position, which eliminates the violation of technological process of plugging nozzles.

Resume: 1. The speed of movement of the friable material in patrols postchallenge of the device increases when the rotation of the rotor relative to the stationary position of the rotor. This makes it possible to avoid the accumulation of loose material that could lead to blockage of the channel.

2. With increasing angular velocity of rotation of the rotor the flow of material moves from the lower to the upper wall of the socket.

3. The weight of friable material in patrols, when the rotor is reduced.

**device, friable material, feeding mechanism, nozzles**

Одержано 04.10.14

**УДК 631.362.3**

**А.Н.Прилуцький, канд. техн. наук, ст. наук.співр.**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

## **Обґрунтування процесу ефективного живлення і конструкційної схеми дозуючо-живильного пристрою зерноочисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових сепараторів зерна**

Викладено результати досліджень процесів дозування і живлення пневмовідцентрових і вібровідцентрових решітних робочих органів сепараторів зерна з вертикальним розміщенням осей обертання, сформульовано технологічні вимоги до дозуючо-живильних пристроїв, обґрунтовано процес ефективного живлення, конструкційна схема і основні параметри дозуючо-живильного пристрою зерноочисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових сепараторів зерна.

**сепарація, дозування, розподілення, рівномірність, ефективність**

**А.Н.Прилуцкий, канд. техн. наук, ст. научн. сотр.**

*Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»*

**Обоснование процесса эффективного питания и конструктивной схемы дозирующе-питающего устройства зерноочистительного модуля универсальных пневмовиброцентробежных зерновых сепараторов**

Изложены результаты исследований процессов дозирования и питания пневмоцентробежных и виброцентробежных решётных рабочих органов сепараторов зерна с вертикальным расположением осей их вращения, сформулированы технологические требования к дозирующе-питающим устройствам, обосновано процесс эффективного питания, конструктивная схема и основные параметры дозирующе-питающего устройства зерноочистительного модуля универсальных пневмовиброцентробежных сепараторов зерна. Разработано методику проведения расчётов по определению технологических и конструктивных параметров дозирующе-питающего устройства.

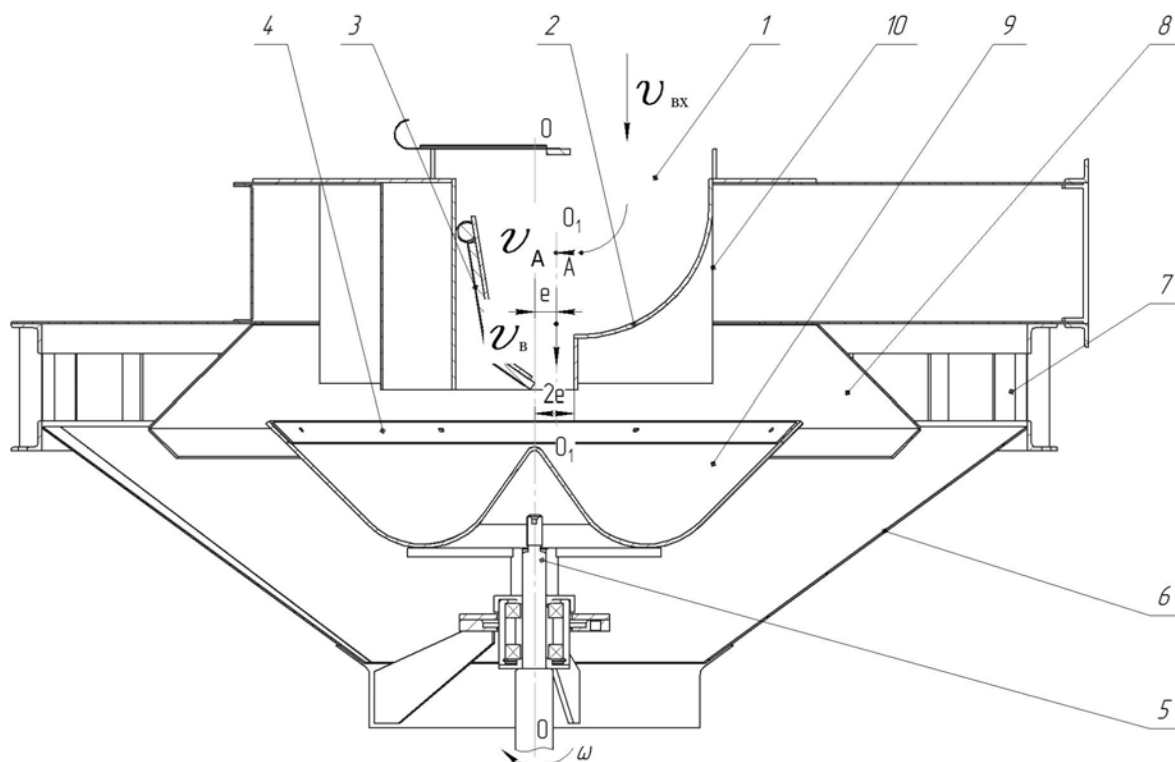
**сепарация, дозирование, распределение, равномерность, эффективность**

**Вступ.** В практиці використання технічних засобів для сепарації зернових сумішей з робочими органами, виконаними у формі поверхонь обертання з вертикальним розміщенням вісі (повітряні канали пневмосепараторів, решітні поверхні), відомі приклади подачі і розподілу зернової суміші дозуючо-живильними пристроями різних конструкцій: пасивної дії – скатними конічними поверхнями, і активної дії (розкидними дисками – плоскими і конічними, як з лопатками, так і без них) [1-7]. Подача зернової суміші на вказані поверхні здійснюється самопливом з зернопроводів, а дозування – відкриванням заслінок чи клапанів. Оскільки ефективність процесу сепарування зернових сумішей залежить від рівномірності розподілу зернової суміші по периметру сепаруючого робочого органу, то це є основною технологічною вимогою до конструкції дозуючо-розподільних пристроїв зерноочисних машин.

Рівномірність розподілу зернових сумішей по периметру сепаруючих робочих органів залежить, в першу чергу, від форми поперечного перерізу зернового струменя та взаємного розміщення осі симетрії перерізу зернового струменя і осі вертикально розміщеного робочого органу, виконаного у формі поверхні обертання. Очевидно, що коли форма поперечного перерізу струменя зернової суміші наближатиметься до форми круга, а центр його співпадатиме з вертикальною віссю поверхні сепаруючого робочого органа, зернова суміш буде розподілятися по його периметру найбільш рівномірно.

Важливою технологічною вимогою до конструкції досліджуваних дозуючо-живильних пристроїв зерноочисних машин є відстань між площиною виходу зернової суміші з дозуючої його частини та живильної (розподільної) поверхні, від чого, за рахунок вільного падіння, забезпечується необхідна початкова швидкість зернової суміші. Наявність на живильних (розподільних) поверхнях лопаток є негативним фактором, який спричиняє як травмування зерна, так і зниження рівномірності розподілу зернової суміші по периметрам сепаруючих робочих органів – зернова суміш лопатками подається у вигляді струменів, що знижує ефективність процесу сепарування робочими органами.

В конструкціях широко розповсюджених універсальних вібровідцентрових сепараторів типу БЦС, створених в Українському НДІ механізації і електрифікації сільського господарства в 80-х роках минулого сторіччя і які з 1983 року серійно виготовляються Житомирським заводом «Вібросепаратор» (нині ПАТ «Вібросепаратор»), застосовано конструкцію пневмосепаруючої частини з дозуючо-живильним пристроєм, схема якої представлена на рис. 1 і описана в інструкції з експлуатації сепаратора А1-БЦС-100 [6] і опису винаходів, захищених авторськими свідоцтвами СРСР [7, 8].



1 – вхідний зернопровід; 2 – циліндрична ділянка зернопровода; 3 – клапан дозуючий;  
 4 – розкидач зернової суміші; 5 – вал ротора; 6 – конічна скатна поверхня; 7 – повітрязабірні вікна;  
 8 – пневмосепаруючий канал; 9 – лопатка; 10 – обтікач.  
 —●—▶ - траєкторія руху зернової суміші в живильному зернопроводі

Рисунок 1 – Конструкційно-технологічна схема пневмосепаруючої частини зерноочисного модуля універсальних пневмовідцентрових зернових сепараторів типу БЦС

Дозуючо-живильний пристрій має дозуючу частину (вхідний зернопровід 1 з циліндричною ділянкою 2 і клапаном 3), - яка забезпечує постійну величину швидкості  $v_B$  зернового струменя при надходженні на поверхню розкидача 4 з висоти знаходження точки А, де вхідна швидкість  $v_{вх}$  зернового струменя «гаситься» до  $v_A = 0 \text{ м/с}$ , що задає вихідну умову забезпечення початкової швидкості для забезпечення функціонального призначення пристрою вимозі подачі визначеної кількості зернової суміші на розкидач 4 з допустимою швидкістю  $v_D$  руху зерна при поступанні на поверхню розкидача 4 без травмування зерна.

Але, оскільки на поверхні розкидача 4 лопатки 9 встановлені вертикально, то при їх зустрічі з вертикально падаючою на них зерною сумішшю відбувається травмування зерна, чому додатково сприяє необхідний для живлення пневмосепаруючого каналу рух розкидача 4 з кутовою швидкістю  $\omega$  навколо вертикальної осі  $O-O$  ротора. Таким чином, з вищевикладеного випливає висновок про те, що в зоні падіння зернової суміші на розкидач недопустимо встановлювати лопатки з вертикальним їх розміщенням.

Дозування зернової суміші дозуючо-живильним пристроєм сепаратора типу БЦС (рис. 1) досягається за рахунок відхилення клапана 3 від стінки зернопровода, в результаті чого створюється отвір змінною шириною  $2e$ , вісь симетрії  $O_1-O_1$  цього отвору зміщена від осі  $O-O$  розкидача 4 на величину  $e$ , яка також є змінною величиною. Тільки в одному положенні при відхиленні клапана 3 можна досягти співпадіння осі симетрії  $O_1-O_1$  з віссю  $O-O$  обертання розкидача 4. Якщо довжина дозуючого отвору буде дорівнювати ширині цього отвору, тобто дозуючий отвір в перерізі матиме форму

квадрата, буде забезпечено створення струменя зернової суміші, який забезпечить умову її рівномірного розподілу по периметру пневмосепаруючого каналу 8. В усіх інших положеннях клапана 3 ця умова не забезпечується, тому живлення пневмосепаруючого каналу здійснюється з ексцентричним заповненням його перерізу. Внаслідок цього повітряний потік спрямовується в частину перерізу сепаруючого каналу з меншою концентрацією зернової суміші, де його швидкість значно збільшується, що спричиняє винесення повноцінного зерна у відходи, а в іншій частині перерізу сепаруючого каналу, з більшою концентрацією зернової суміші, швидкість повітряного потоку за рахунок більшого опору значно зменшується, що не забезпечує виділення легкої фракції з зернової суміші. Очевидно, що дозування зернової суміші дозуючо-живильним пристроєм сепаратора типу БЦС за допомогою клапана не забезпечує необхідної ефективності пневмосепарації зернового матеріалу, що підтверджено багаторічною експлуатацією зразків таких сепараторів.

Важливою технологічною вимогою до розкидача дозуючо-живильного пристрою пневмосепаруючої частини є рівномірність розподілу зернової суміші по периметру пневмосепаруючого каналу, що може бути забезпечено розкидачем з конічною розкидною поверхнею без лопаток [9]. Але такий розкидач має обмежену спроможність забезпечення необхідної продуктивності при визначеній кутовій швидкості обертання, яка відповідає кутовій швидкості обертання вібровідцентрових решіт.

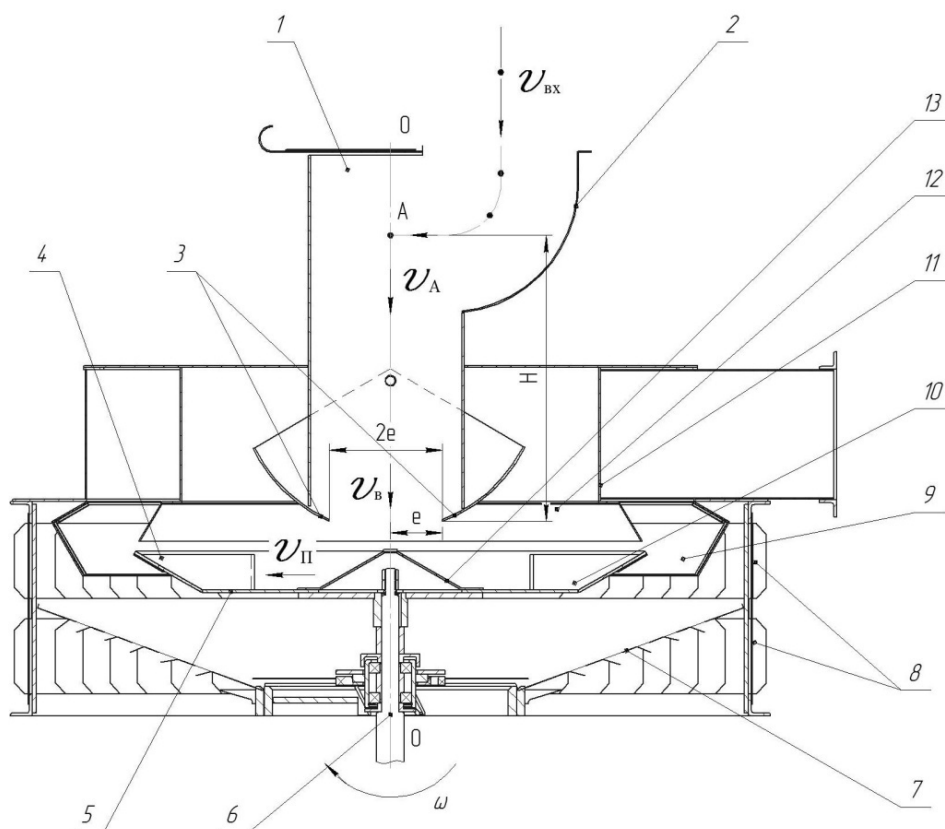
На основі аналізу дозуючо-живильного пристрою пневмовідцентрової віялки зерноочисного модуля універсальних зернових сепараторів типу БЦС визначено його негативні фактори впливу на ефективність сепарування і сформульовані технологічні вимоги до такого пристрою, який забезпечуватиме підвищення ефективності сепарування:

- регульоване дозування подачі зернової суміші на розкидач пневмовідцентрової віялки з обмеженою швидкістю падіння;
- співвідіння центру симетрії дозуючого отвору з віссю обертання розкидача зернової суміші;
- недопущення встановлення лопаток на розкидачі в зоні поступання на нього зернової суміші.

**Мета досліджень.** Обґрунтування процесу ефективного живлення і конструкційної схеми дозуючо-живильного пристрою модуля універсальних зернових сепараторів з вертикальним розміщенням осі сепаруючих органів, виконаних у формі поверхні обертання чи кільцевих повітряних каналів, що підвищуватиме ефективність сепарування і запобігатиме травмуванню зерна.

**Виклад основного матеріалу.** На основі сформульованих технологічних вимог до дозуючо-живильного пристрою і корисних моделей [10, 11], розроблена конструкційна схема удосконаленої пневмосепаруючої частини з новою конструкцією дозуючо-живильного пристрою зерноочисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових зернових сепараторів (рис.2).

Процес ефективного живлення зерноочисного модуля універсальних зернових сепараторів представлено роботою дозуючо-живильного пристрою пневмовідцентрової сепаруючої частини цього модуля, який розміщується над вібровідцентровою решітною частиною.



1 – вхідний зернопровід; 2 – циліндрична ділянка зернопровода; 3 – шибери дозуючі; 4 – кінцева поверхня; 5 – ротаційний розкидний диск; 6 – вал; 7 – кінцева жалюзійна поверхня; 8 – жалюзі циліндричної частини кожуха; 9 – пневмосепаруючий канал; 10 – лопатка; 11 – обтікач; 12 – фартух; 13 – кінцева поверхня; —●—▶— траєкторія руху зернової суміші в живильному зернопроводі

Рисунок 2 – Конструкційна схема удосконаленого вихровідцентрового сепаруючого пристрою з новою конструкцією дозуючо-живильного пристрою зерночисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових сепараторів

Зернова суміш, яка підлягає очищенню від легких домішок, з надсепараторної місткості поступає у вхідний зернопровід 1 (рис.2) прямокутного перерізу і за рахунок циліндричної ділянки 2 цього зернопровода змінює напрямок руху з вертикального на горизонтальний, завдяки чому, незалежно від висоти розміщення надсепараторної місткості, швидкість входу зернової суміші  $v_{вх}$  в точці А становить  $v_A=0$ , що завжди створює однакові вихідні умови і дає можливість розраховувати відстань Н до вихідного отвору дозуючої частини з вихідного отвору дозуючої частини, виходячи з умови.

$$v_B < v_D,$$

де  $v_B = gt$  швидкість зернової суміші при виході з дозуючого отвору, м/с;

$v_D$  – допустима швидкість косоного удару зернівок в кінчну поверхню 13 розкидача 4 без травмувань, м/с;

$g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$t$  – час руху при падінні зернової суміші з висоти Н, с.

Враховуючи час  $t$ , за який досягається  $v_D$ , визначається висота Н за формулою

$$H = \frac{gt^2}{2} = \frac{gv_D^2}{g^2} = \frac{v_D^2}{g}, \text{ де } t = \frac{v_D}{g}, \text{ с}$$

Задавшись пропускною спроможністю дозуючої частини, яка відповідає продуктивності зерноочисного модуля, використовуючи формулу

$$Q = v_d S G, \text{ кг/с,}$$

де  $S$  – максимальна площа вихідного отвору дозуючої частини,  $\text{м}^2$ ;

$G$  – насипна маса зерна,  $\text{кг/м}^3$ ;

Визначають площу поперечного перерізу вихідного отвору за формулою

$$S = \frac{Q}{v_d G}, \text{ м}^2$$

Використовуючи вказане рівняння, визначають максимальні геометричні розміри цього отвору, який забезпечує максимальну кількість поступання зернової суміші в зерноочисний модуль сепаратора.

В подальшому струмінь зернової суміші поступає на конічну поверхню 13 розкидача 5, якою рівномірним шаром розподіляється на горизонтальному диску з початковою швидкістю  $v_n$  в радіальному напрямку, захоплюється лопатками 10, які забезпечують ефективне переміщення її до внутрішньої розкидної конічної поверхні 4, виконаної з матеріалу, який має підвищену шорсткість поверхні, коефіцієнта тертя  $f_3$  зернової маси по якій більший коефіцієнт внутрішнього тертя  $f_v$  зернової суміші, що забезпечує за рахунок сили Коріоліса зміщення верхніх частинок шару зернової суміші відносно нижніх. Внаслідок цього зернова суміш розподіляється при сході з внутрішньої конічної поверхні розкидача 5, рівномірним шаром, товщина якого:

$$\delta = \frac{60Q}{\pi D n G v}, \text{ м}$$

де  $D$  – діаметр кромки розкидної конічної поверхні, м;

$n$  – частота обертання розкидного диска,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$v$  – лінійна швидкість руху суміші при сході з розкидної конічної поверхні, м/с.

Товщина  $\delta$  не повинна перевищувати 2-х товщин сепаруємої зернової суміші, що забезпечить, при її русі в «середній» лінії пневмосепаруючого каналу, порізність руху зернівок в повітряному потоці, чим створюються передумови для ефективної пневмосепарації зернової суміші від легких домішок.

**Висновки:** Таким чином, на основі сформульованих технологічних вимог до дозуючо-живильного пристрою зерноочисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових сепараторів зерна, обґрунтовано процес ефективного живлення і конструкційну схему дозуючо-живильного пристрою, які забезпечують відповідність сформульованим технологічним вимогам, а також розроблено методику розрахунку технологічних і конструкційних параметрів дозуючо-живильного пристрою.

## Список літератури

1. Соболев В.И. Воздушная сепарация и воздушная классификация / В.И. Соболев // Сепарирование сипучих тел., Труды московського дома учених, вып. II, М., 1937.
2. Галицький Р.Р. Оборудование элеваторов, складов и зерноперерабатывающих предприятий // Учебное пособие для техникумов Ч.2: оборудование зерноперерабатывающих предприятий / Р.Р. Галицький, М.З. Рудой.-М.:Колом, 1967. – 288с.
3. Гончаров Е.С. Резерви удосконалення пневматичної сепарації зернових матеріалів / Е.С. Гончаров // Механізація і електрифікація сільського хазяйства, 1971, №18. – С.30-37.
4. Гончаров Е.С. Центробежно-пневматический сепаратор для зерновых материалов/Е.С. Гончаров, Н.И. Грабельковский// Тракторы и сельхозмашины. 1968, №6. – С.26-28.
5. Пневматический сепаратор . Описание изобретения СССР №506440/ В07В4/02/ Е.С. Гончаров, А.Н. Прилуцкий и Н.И. Волошин. Заявлено 03.10.1972, опубл. 15.03.1976, Бюл.10-2с:ил.1.
6. Сепаратор виброцентробежный зерноочистительный А1-БЦС-100/ Паспорт. Облполиграфиздат. Житомир, 1990.
7. Зерноочистительная машина. Описание изобретения СССР №889142, В07В1/26/ Гончаров Е.С. - Заявлено 14.12.1978, опубл. 15.12.1981, Бюл. 46-4 с.: ил.2.

8. Машина для очистки и сортирования семян. Описание изобретения СССР 1105246, МПК В07В1/28, Е.С. Гончаров, В.Н. Карнаухов, Н.Т. Махинько, В.Ф. Алексеенко, А.П. Корниенко и А.Х. Долбир (Украина).
9. Гончаров Е.С. Механико-технологическое обоснование и разработка универсальных виброцентробежных сепараторов. – Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук. М., ВІМ, 1986.
10. Сепаратор зерна. Опис корисної моделі України до патенту №79939, МПК В07В1/26 А.Н. Прилуцький (Україна) – 21201 12163, заявлено 23.10.2012, опубліковано 13.05.2013 Бюл.№9, - 3с.,іл. 2.
11. Сепаратор зерна. Опис корисної моделі України до патенту №79941, МПК В07В1/26 /А.Н. Прилуцький (Україна) - 2012 12172, заявлено 23.10.2012, опубліковано 13.05.2013, Бюл. №9, 3с.,іл.1.

#### **Anatoly Prylutsky**

*NSC “Institute of mechanization and electrification of agriculture”*

#### **Underlying the process of effective power and constructive scheme metering and feeding device module universal pneumovibrocentrifugal winnowing grain separators**

The purpose of research. Justification process efficient supply and structural schemes Dosing-feeding device universal module grain separators vertical axis placement of separating, in the shape of the surface of rotation or circular air channels will increase the effectiveness of separation and avoid injury grain.

There are results of researching dosing processes and supply pneumocentrifugal and vibrocentrifugal sieve grain separators working bodies with a vertical axis of rotation. The technological requirements for metering and supply units are formed, are justified process of effective supply, constructive scheme and main parameters metering and feeding device module of universal pneumovibrocentrifugal grain separators . Developed methodology for calculations to determine the technological and structural parameters of the supaply - dispensing device.

Conclusions:1. Formulated technological requirements Dosing-feeding device universal module winnowing grain separators.

2. based process and supply efficient structural scheme Dosing-feeding device.

3. The developed technique of calculation to determine the technological and structural parameters Dosing-feeding device.

**separation, dosing, distribution, uniformity, efficiency**

Одержано 13.06.14

УДК 631.355.072/1

**О.І. Ракул, В.Є. Пилип, асистенти**

*Миколаївський національний аграрний університет, Миколаїв*

## Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів апарату багатофакторної дії для збирання кукурудзи

Наведено результати теоретичних досліджень основних способів відокремлення качанів кукурудзи від стебел і розроблені відповідні математичні моделі. Розглянуто технологічний процес відокремлення качанів при поєднанні багатьох сил, а також проведена оцінка результуючої напруги. На підставі отриманих рівнянь визначенні шляхи подальшого розвитку кукурудзозбиральної техніки нового покоління.

**кукурудза, відокремлення качанів, качановідокремлювальний апарат, багатофакторна дія, математична модель**

**А.И. Ракул, В.Е. Пилип, ассистенты**

*Николаевский национальный аграрный университет, Николаев*

**Обоснование конструктивно-технологических параметров аппарата многофакторного действия для уборки кукурузы**

Приведены результаты теоретических исследований основных способов отделения початков кукурузы от стеблей и разработаны соответствующие математические модели. Рассмотрен технологический процесс отделения початков при сочетании многих сил, а также проведенная оценка результирующего напряжения. На основании полученных уравнений определены пути дальнейшего развития кукурузоуборочной техники нового поколения.

**кукуруза, отделение початков, початкоотделительный аппарат, многофакторное действие, математическая модель**

**Постановка проблеми.** Важливим технологічним процесом при збиранні кукурудзи на зерно, що в значній мірі регламентує якісні та кількісні показники зібраного врожаю, є відокремлення качанів кукурудзи від стебел. Однак поставлені на виробництво ще в середині минулого сторіччя пікерно-стриперні качановідокремлювальні апарати, які встановлені на більшості кукурудзозбиральних машин світу, за якісними показниками роботи знаходяться на неналежному рівні. В значній мірі незадовільна якість виконання заданого технологічного процесу пояснюється тим, що в основу їх роботи покладений принцип відокремлення за рахунок повздовжнього розтягування плодоніжки, що призводить до її розриву. Але у деяких випадках опір розриву стебла може бути меншим, ніж у плодоніжки, що призведе до втрати врожаю вільними качанами [1]. До того ж, за рахунок значного натягу плодоніжки та різкому її руйнуванню не виключена можливість вильоту качана після відокремлення за межі жатки.

Тому розробка нової конструкції качановідокремлювального апарату, який відповідає міжнародним вимогам якості, стандартизації та сертифікації, а також його теоретичне обґрунтування є важливою науковою задачею.

**Аналіз останніх досліджень.** Значний об'єм робіт по вдосконаленню качановідокремлювального апарату проведений ученими різних науково-дослідних установ колишнього СРСР. Окремі елементи цього питання вирішувалися в КБ Херсонського комбайнового заводу, але на жаль основна частина досліджень була призупинена на початку 90-х років минулого сторіччя.

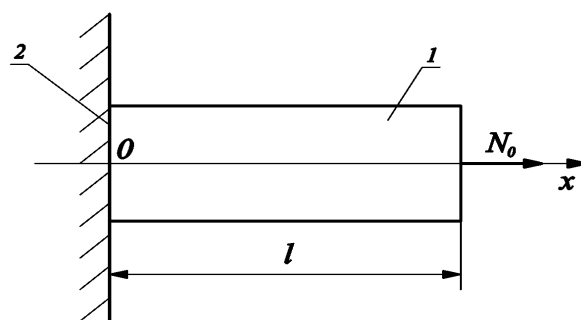
Величезний внесок у розвиток цієї галузі зробили ряд учених. Передусім слід згадати роботи П.П. Карпуши, Н.Ф. Туделя, Л.І. Анисимовой, К.В. Шатилова, М.І. Конопельцева, К.І. Шмата [3, 4, 5, 8] у яких освітлені питання протікання технологічних процесів, а також кінематичних залежностей в розробляємих конструкціях. На підставі цих досліджень з'явилась загальна думка, що найбільш перспективним шляхом вдосконалення качановідокремлювальних апаратів є стабілізація параметрів процесу відокремлення качанів. Тобто перехід від конструкцій, в яких відокремлення качанів носить випадковий, хаотичний характер, до конструкцій, в яких ці процеси прогнозовані на основі певних закономірностей [8].

Найбільш простим способом вирішення поставленої задачі є введення в зону відокремлення качанів додаткових сил, а саме різання, кручення, згинання та інших або їх комбінацію. При цьому процес відокремлення буде відбуватися при складній деформації плодоніжки, що дозволить знизити необхідне зусилля для відокремлення качана, а отже і загальні втрати врожаю.

**Метою роботи** є обґрунтування роботи пікерно-стриперного качановідокремлювального апарату шляхом розробки математичної моделі процесу відокремлення качанів при комплексному поєднанні декількох сил.

**Результати дослідження.** По-перше розглянемо роботу серійного качановідокремлювального апарату в якому відокремлення качанів відбувається за рахунок розтягування плодоніжки.

Для цього, як модель руйнування плодоніжки, вибираємо розтягну пружну нитку постійного перетину  $S_0$ . Нитка тягнеться протягувальними вальцями до моменту зіткнення (удару) основою качана об перешкоду (стриперні пластини). Розгляд процесу розпочинаємо з моменту контакту основи качана (рис. 1) зі стріперними пластинами, який приймаємо за нульовий момент часу ( $t = 0$ ). Дію протягувальних вальців замінимо раптово прикладеною силою  $N_0$  до вільного кінця нитки ( $z = l$ ). Лівий кінець нитки вважаємо закріпленим між стріперними пластинами.



1 – нитка; 2 – основа

Рисунок 1 – Розрахункова схема (модель)

У разі статичного навантаження плодоніжки в модельній нитці виникає напруга, однакова по її довжині [7]:

$$\sigma = \frac{N_0}{S_0}, \quad (1)$$

де  $S_0$  – площа перетину нитки.

Початкові умови вважаємо нульовими, тобто вважаємо, що до моменту  $t = 0$  нитка знаходиться у спокої:

$$t = 0; \quad u(0, z) = 0; \quad \frac{\partial u(0, z)}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

де  $t$  – час;

$u$  – функція поздовжніх деформацій.

Граничні умови в точці закріплення нитки ( $z = 0$ ) запишемо як  $z = 0, u = (0, t)$ .

Максимальне значення деформації нитки  $u(t, z)$  досягається у момент часу  $t_1 = 2l/a_0$  в точці прикладання сили  $N_0$  ( $z = l$ ):

$$u_{\max} = \frac{16N_0l}{ES\pi^2} \sum_n \frac{1}{n^2}, \quad (n = 1, 3, 5, \dots), \quad (3)$$

де  $l$  – довжина нитки;

$E$  – модуль пружності 1-го роду (модуль Юнга) матеріалу хвилеводу.

При динамічному навантаженні:

$$u_{\max} = \frac{2N_0l}{ES_0}. \quad (4)$$

У разі статичного навантаження:

$$u_{\max} = \frac{N_0l}{ES_0}. \quad (5)$$

Тепер знайдемо максимальне зусилля в нитці:

$$T_{\max} = \frac{8N_0ES_0}{\pi q_0 a_0^2} \sum_n \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n}, \quad (6)$$

де  $q_0$  – маса нитки (плодоніжки) одиничної довжини;

$a_0$  – швидкість хвиль в плодоніжці.

Таким чином, динамічне руйнування нитки силою  $N_0$  дасть зусилля в точці закріплення плодоніжки та качана [7]:

$$T_{\max} = 2N_0. \quad (7)$$

що у 2 рази більше зусилля при статичному навантаженні силою  $N_0$ .

Знайдемо напругу в нитці при руйнуванні:

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{S} = \frac{2N_0}{S}. \quad (8)$$

Виходячи з (7) видно, що для більш ефективного виконання технологічного процесу роботи відокремлення качанів необхідно прагнути до збільшення швидкості обертання протягувальних вальців. Однак досить високі швидкості протягування та значні зусилля відокремлення призводять до вильоту качанів за межі жатки, тим самим зменшуючи повноту збирання врожаю.

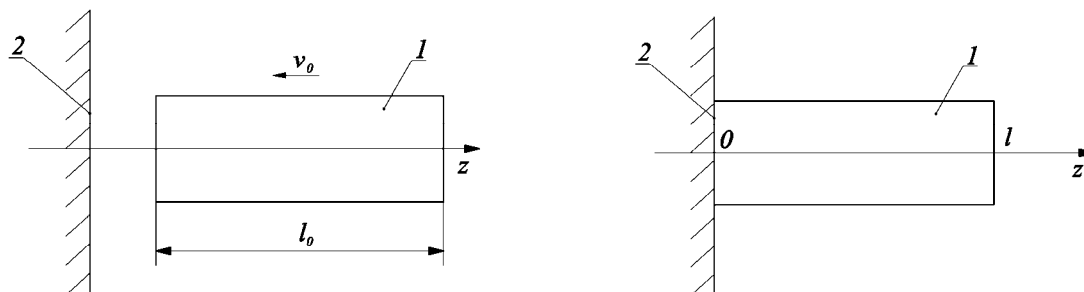
Відокремлення качанів в пікерно-стриперних апаратах невід'ємно супроводжується ударом останніх об стриперні пластини, тому наступним кроком в вивченні роботи качановідокремлювальних апаратів буде дослідження даного явища.

Взаємодію качана зі стриперними пластинами можна розглянути як удар пружного стрижня, що рухається зі швидкістю  $v_0$ , по нерухомій плиті (рис. 2), маса якої значно перевищує масу стрижня. Вважаємо, що стриперні пластини не деформуються і залишається нерухомими.

Розглянемо дві моделі удару. У першому випадку хвильовими процесами в качані нехтуватимемо. Вважаємо, що качан деформується повністю одночасно по всій довжині. Розподіл напруження в качані апроксимуємо лінійною залежністю виду:

$$\sigma(z) = \sigma_0 \frac{z}{l}, \quad (9)$$

де  $z$  – координата, величина якої відрізняється від вільного кінця качана;  
 $\sigma_0$  – напруження в взаємодіючій зі стріперними пластинами основі качана;  
 $l$  – довжина качана;  
 $\sigma(z)$  – напруження в точці з координатою  $z$ .



1 – стрижень (качан); 2 – плита (стріперні пластини)

Рисунок 2 – Схема взаємодії (удару) стрижня об стріперні пластини

Зусилля в качані визначається як:

$$T(z) = S_0 \sigma(z), \quad (10)$$

де  $S_0$  – площа поперечного перетину качана.

На нескінченно малій ділянці качана  $dz$  отримаємо повну роботу деформації всього качана:

$$A = \frac{\sigma_0^2 S_0 l}{6 E}, \quad (11)$$

де  $E$  – модуль пружності.

Прирівняємо роботу деформації (11) до кінетичної енергії, знайдемо [6]:

$$\sigma_0 = \sqrt{3} \frac{v_0}{a_0} E, \quad (12)$$

де  $a_0$  – швидкість поздовжніх хвиль в качані.  $a_0 = \sqrt{E/\rho}$ .

Тоді, підставляючи (12) в (10), отримаємо вираз для визначення зусилля в качані при ударі:

$$T = \sqrt{3} \frac{v_0}{a_0} E S_0. \quad (13)$$

У другому випадку вирішимо це ж завдання, використовуючи хвильову модель стрижня.

Максимального значення переміщення правого торця качан ( $z = l$ ) досягає при  $t = l/a_0$  [2]:

$$u_{\max} = -\frac{8v_0 l}{\pi^2 a_0} \left( 1 + \frac{1}{9} + \frac{1}{25} + \dots \right) = -\frac{v_0 l}{a_0}. \quad (14)$$

Максимальне значення зусилля в точці  $z = 0$  досягається у момент часу  $t_1 = l/a_0$ :

$$T_{\max} = -\frac{4v_0 E S_0}{\pi a_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{2n-1} = -\frac{v_0}{a_0} E S_0 = -v_0 S_0 \sqrt{\rho E}, \quad (n = 1, 3, 5, \dots). \quad (15)$$

Таким чином, вірне рішення задачі (15) відрізняється від наближеного (13) множителем  $\sqrt{3}$ . Наближене рішення дасть завищене значення.

Виходячи з вищесказаного можна зробити висновок, що використання хвильової теорії дасть більш точніше уявлення про процеси, які проходять в качані при його

відокремленні за рахунок удару об стріперні пластини. Однак удар, в процесі качановідокремлення, залишається небажаним явищем, оскільки в результаті такої взаємодії качана зі стріперними пластинами виникає велика вірогідність руйнування основи качана, що в подальшому при його транспортуванні робочими органами кукурудзозбиральних машин і очищені від обгортки призведе до часткового, а в гіршому випадку і до повного вилучення зерна, тим самим підвищуючи загальні втрати врожаю.

Якщо розглядати поєднання декількох сил у процесі качановідокремлення, то одним з перспективних шляхів інтенсифікації даного процесу є комплексне використання розтягування плодоніжки разом з її закручуванням. При цьому кручення буде виступати в ролі додаткового руйнуючого зусилля.

Розглянемо технологічну схему, в якій кручення тіла плодоніжки здійснюється закручуванням качана прогумованою стрічкою зі швидкістю  $v_1$ . Одночасно обертанням протягувальних вальців здійснюється переміщення качана в бік стріперних пластин зі швидкістю  $v_0$ , після досягнення яких відбувається його відокремлення.

Що стосується взаємодії качана з рухомою стрічкою, то можливо два варіанти моделювання процесу закручування.

Перший варіант закручування качана без прослизання. Тоді кут закручування визначиться як [7]:

$$\varphi_{\max} = \frac{v_1}{v_0} \frac{h}{R}, \quad (16)$$

де  $R$  – середній радіус качана;

$h$  – шлях, пройдений качаном за час контакту зі стрічкою.

Другий варіант визначення кута закручування з рівняння крутильного маятника (рис. 3):

$$I_o \ddot{\varphi} + \frac{I_p G}{l} \varphi = M(t), \quad (17)$$

де  $I_p$  – полярний момент інерції для круглого валу (як моделі плодоніжки);

$I_o$  – момент інерції качана щодо вісі симетрії;

$G$  – модуль зрушення (модуль пружності II роду) для матеріалу валу (плодоніжки);

$l$  – довжина валу (плодоніжки);

$M(t)$  – крутний момент від дії сили тертя між качаном і прогумованою стрічкою.

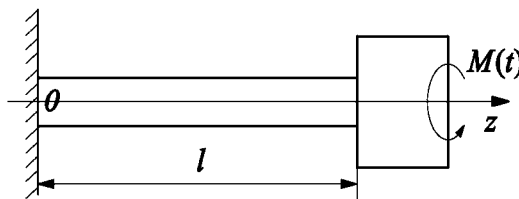


Рисунок 3 – Розрахункова схема крутильних деформацій

При цьому максимальний кут закручування дорівнює:

$$\varphi_{\max} = \varphi(t_1) \approx \frac{M_0}{I_0} \cdot \frac{1 - \cos \omega t_1}{\omega^2}, \quad (18)$$

де  $t_1$  – час дії закручування, рівний проміжку між моментом входу качана в контакт зі стрічкою та моментом удару качана об стріперні пластини.

Тепер знайдемо крутний момент в перетині кріплення качана до плодоніжки:

$$M_{кр \max} = \frac{M_0}{I_0} \frac{GI_p}{l} \frac{1 - \cos \omega t_1}{\omega^2} = M_0 (1 - \cos \omega t_1). \quad (19)$$

Максимального значення момент (19) досягає при  $\cos\omega t_1 = -1$  або при  $\omega t_1 = \pi$ . Тоді  $M_{кр. max} = 2M_0$ .

Найбільшу дотичну напругу кручення визначимо як [6]:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр. max}}{W_p}, \quad (20)$$

де  $W_p$  – момент опору валу при крученні.

Для круглого перетину валу:

$$W_p = \frac{I_p}{R} = \frac{\pi R^3}{2}. \quad (21)$$

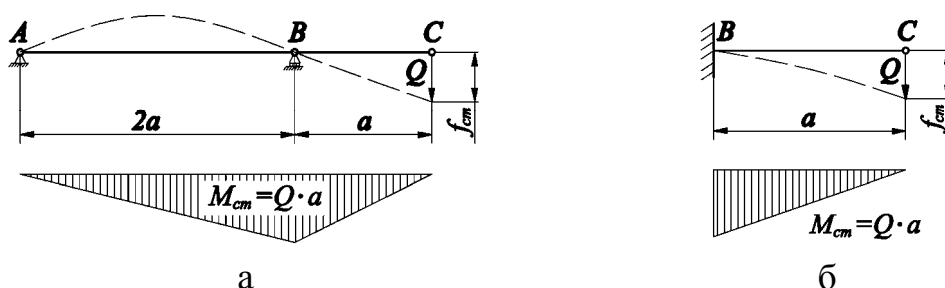
Іншим перспективним шляхом усунення недоліків роботи серійних качановідокремлювальних апаратів вважається введення в зону качановідокремлення додаткового зусилля зламу плодоніжки. Тому розглянемо технологічну схему, в якій обертанням протягувальних вальців здійснюється переміщення качанів до стриперних пластин. При цьому, за рахунок конструктивних змін качановідокремлювального апарату, качани займають положення, відмінне від вертикальності, що і забезпечує злам плодоніжки.

Напруження в плодоніжці при дії вигинаючого моменту  $M$  визначиться як:

$$\sigma_{cm} = \frac{M_{cm}}{W}, \quad (22)$$

де  $W$  – момент опору перетину.

Розглянемо дві схеми статичного навантаження (рис. 4). Вважаємо, що довжина качана  $l = 2a$ , довжина плодоніжки теж рівна  $2a$ .



а – з шарнірним затисканням в точці В; б – з жорстким затисканням у точці В

Рисунок 4 – Схеми статичного навантаження

У обох випадках напруження вигину однакові, а коефіцієнти динамічності в другому випадку більше в  $\sqrt{3}$ , ніж в першому.

Визначимо динамічне напруження вигину [7]:

$$\sigma_{\delta} = \sigma_{cm} \cdot k_{\delta}. \quad (23)$$

де  $\sigma_{cm}$  – напруження при статичному навантаженні;

$k_{\delta}$  – коефіцієнт динамічності.

Тоді по першій схемі отримаємо:

$$\sigma_{\delta} = 32 \frac{Q_0 a}{\pi d^3} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{v_0^2 EI}{g Q_0 a^3}} \right]. \quad (24)$$

По другій схемі:

$$\sigma_{\delta} = 32 \frac{Q_0 a}{\pi d^3} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{3v_0^2 EI}{g Q_0 a^3}} \right]. \quad (25)$$

Розглянуті способи відокремлення качанів по одинці не в змозі забезпечити необхідний якісний рівень процесу качановідокремлення, їх необхідно використовувати комплексно. Лише в такому разі можливо досягти істотного поліпшення роботи качановідокремлювальних апаратів.

Для оцінки результуючої напруги скористаємося відомими теоріями міцності [7], в результаті чого отримаємо:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1}{2} \left[ \sigma_{p.e.} + \sqrt{\sigma_{p.e.}^2 + 4\tau_k^2} \right]; \quad (26)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \left[ 0,35\sigma_{p.e.} + 0,65\sqrt{\sigma_{p.e.}^2 + 4\tau_k^2} \right]; \quad (27)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{p.e.}^2 + 4\tau_k^2}; \quad (28)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{p.e.}^2 + 3\tau_k^2}, \quad (29)$$

де  $\sigma_{p.e.} = \sigma_p + \sigma_e$  – сума нормального напруження;

$\sigma_e$  – динамічне напруження вигину;

$\sigma_p$  – *тах* напруження розтягування;

$\tau_k$  – *тах* дотичне напруження кручення.

**Висновки.** В результаті проведених досліджень основних способів відокремлення качанів розроблена математична модель качановідокремлення при поєднанні багатьох сил, яка дає можливість встановити закономірності зміни основних кінематичних параметрів качановідокремлювального апарату багатофакторної дії.

Подальші дослідження, після перевірки отриманих результатів на лабораторних приладах, будуть зосереджені на практичному втіленні даних розробок при проектуванні та виготовленні кукурудзозбиральної техніки.

## Список літератури

1. Демко А. Чому втрати урожаю – не збитки, а статистика? / А. Демко, О. Демко // Пропозиція, 2009. – № 9. – С. 100-104.
2. Ерофеев В.И. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность. / В.И. Ерофеев, В.В. Кажаяев, Н.П. Семерикові. – 2002. М.: Физматлит. – 208 с.
3. Карпуша П.П. Оптимальні параметри качановідокремлювачів очісувального типу / П.П. Карпуша, М.І. Конопельцев // Вісник сільськогосподарської науки. – К., 1970. – № 6. – С. 40-43.
4. Конопельцев М.И. Обоснование параметров протягивающих вальцов початкоотделяющего аппарата очесывающего типа // Сб. науч. тр. УСХА, Киев, – 1973. – Вып. 100. – С. 15-19.
5. Кукурудзозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування. Навчальний посібник / К.І. Шмаг, О.Е. Самарін, Є.І. Бондарев, О.В. Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс, 2009. – 140 с.
6. Манжосов В.К. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц. – М.: Наука, 1985. – 358 с.
7. Сагомоян А.Я. Волны напряжения в силовых средах. Учебное пособие / А.Я. Сагомоян. – М.: Изд.-во Моск. ун-та, 1985. – 416 с.
8. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

**Oleksandr Rakul, Volodimir Pylyp**

*Mykolayiv national agrarian university*

### **Justification of structural and technological parameters multi-action device for corn harvesting**

The aim is justification work corn picker by developing a mathematical model of the process separation of ears in the complex combination several forces.

Are given results theoretical researches basic methods of separation the corn-cobs are conducted from stems and corresponding mathematical models are worked out. The technological process separation of ears is considered at combination of many forces, and making assessments of the resultant voltage. Based on these equations are defined ways further development of corn-harvesting technical new generation.

Developed a mathematical model separation of ears the combination of many forces, which makes it possible to change the basic laws of kinematic parameters corn picker multi-device action.

**corn, corn picking, corn picker, multivariable action, mathematical model**

Одержано 24.10.14

**УДК 631.53.027.3**

**Є.К. Сербій, доц., канд. техн. наук**

*Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого, смт Дослідницьке, Київська обл.*

## **Міцнісні властивості компонентів для дражирування насіння**

В статті обґрунтовано доцільність та наведено методику експериментальних досліджень з визначення міцнісних властивостей компонентів для дражирування насіння, встановлено залежності модуля Юнга та максимальної відносної деформації зразків з суміші бентоніту та гумату від її кількісного складу та абсолютної вологості, перевірено їх адекватність.

**міцність, бентоніт, гумат, абсолютна вологість, відносна деформація, модуль пружності, дражироване насіння**

**Е.К. Сербий, доц., канд. техн. наук**

*Украинский научно-исследовательский институт прогнозирования и испытаний техники и технологий для сельскохозяйственного производства имени Леонида Погорелого, пгт Доследницькое, Киевская обл.*

**Прочностные свойства компонентов для дражирования семян**

В статье обоснована целесообразность и приведена методика экспериментальных исследований по определению прочностных свойств компонентов для дражирования семян, установлены зависимости модуля Юнга и максимальной относительной деформации образцов из смеси бентонита и гумата от его количественного состава и абсолютной влажности, проверено их адекватность.

**прочность, бентонит, гумат, абсолютная влажность, относительная деформация, модуль упругости, дражированные семена**

**Постановка проблеми.** Виробництво продукції рослинництва є одним з пріоритетних напрямків діяльності галузі агропромислового комплексу та формування продовольчої безпеки держави в цілому. Серед різноманіття традиційних та інноваційних технологій вирощування рослин деякі технологічні операції є загальними та визначальними при програмуванні якості та кількості майбутнього врожаю. До таких операцій слід віднести, поперед усього, висів – має забезпечувати рівномірне розподілення насіння по полю, що формує рівноцінні зони живлення для кожної рослини. В свою чергу, біологічне різноманіття насіння за розмірами, формою, станом

© Є.К. Сербій, 2014

поверхні, масовими характеристиками, міцністю на стискання, а як наслідок і похідними фізико-механічними властивостями – коефіцієнтами статичного і динамічного, зовнішнього і внутрішнього тертя, розподілу розмірно-масових характеристик, коефіцієнтами форми та іншими, унеможливує створення універсального висівного апарату для висіву насіння усіх сільськогосподарських культур. Особливо складна задача стоїть при забезпеченні точного висіву дрібного насіння: овочів, кормових і лікарських трав, цукрового буряку, квітів та іншого. Для якісного, точного висіву цього насіння, вартість якого сягає до 30.000 у.о./кг, розроблено дорогі, високоенергетичні та малопродуктивні, переважно пневматичні сівалки. Альтернативним рішенням задачі точного висіву є зведення дрібного насіння до одноманітної форми, розмірів та стану поверхні шляхом дражирування насіння та використання простих за конструкцією, надійних, продуктивних, енергоощадних механічних сівалок.

Сутність дражирування полягає у багатошаровому покритті насіння компонентами та сумішами, які разом з уніфікацією зовнішніх параметрів насіння забезпечують його підживлення та захист від несприятливих зовнішніх умов в ранній період вегетації рослини.

Здатність драже до тривалого зберігання, збереження цілісності форми під час висіву, можливості насичуватись та утримувати вологу багато в чому визначаються кількісним та якісним складом композицій для дражирування насіння, призначеного для різних ґрунтово-кліматичних умов вирощування. За попередніми дослідженнями [1, 2] встановлено, що в якості базових компонентів, найбільш наближених до природного середовища розвитку рослин – ґрунту, які формують каркас драже та визначають його фізико-механічні властивості, доцільно використовувати пісок, як основу, та гумати й бентоніт, як в'язучі фізико-хімічно активні компоненти.

Функцією піску є формування пористого об'єму, що сприятиме активному обміну повітрям між насінною у драже та зовнішнім середовищем, та утриманню необхідної для нормального розвитку насінни кількості капілярної вологи. Задача сумішей бентоніту та гуматів набагато складніша і полягає у зв'язуванні частинок піску – утворенні з'єднаних мостиків між ними, з забезпеченням достатньої міцності драже у сухому стані (при зберіганні) й зміною твердості до необхідної для нормального розвитку рослин у вологому стані (у ґрунті). Зв'язування частинок піску відбувається за рахунок адгезії (міжмолекулярної взаємодії силами Ван-дер-Ваальса, полярними силами, утворенням хімічних зв'язків або взаємної дифузії) поверхневого шару піщинки з сумішшю бентоніту та гуматів. Оскільки міжмолекулярна взаємодія в поверхневому шарі піщинок сильніша ніж у суцільній суміші бентоніту та гуматів, то адгезія є сильнішою ніж когезія, оскільки при прикладанні зовнішнього зусилля на від'єднання суміжних піщинок відбувається когезійний розрив – розрив у об'ємі найменш міцного зі з'єднаних матеріалів – мостику з суміші бентоніту та гуматів [3].

Драже є структурно неоднорідним матеріалом і процес його руйнування починається з утворення і розвитку мікропошкоджень – мезоскопічних неоднорідностей структури, і супроводжується їх зростанням та об'єднанням у магістральні тріщини. При цьому дефекти утворюються в найслабкішому місці з'єднання піщинок – руйнуються мостики між піщинками з суміші бентоніту і гумату.

Перспективним підходом до визначення міцності та гідрофільних властивостей драже є структурно-фізичне теоретичне дослідження математичної моделі драже шляхом використання дискретних методів моделювання за якими розглядають закономірності структурних змін в матеріалі при його навантаженні. Це вимагає знання фізико-механічних властивостей компонентів сумішей бентоніту та гумату.

Отже, експериментально-феноменологічне вивчення міцнісних властивостей сумішей бентоніту та гумату, як основних компонентів для дражирування насіння, є актуальною задачею досліджень.

**Метаю роботи** є встановити міцнісні властивості сумішей бентоніту та гумату.

**Аналіз останніх досліджень.** Вагомий вплив на фізико-механічні властивості гумітів та бентоніту чинить їх вологість. Не дивлячись на різні структури упаковки їх молекул та часток, вони розчиняються у воді – гумати утворюють істинний розчин, елементарні листи бентоніту з відстанню між ними у 1,2 нм [4], внаслідок їхньої полярності, також розчиняються у воді, але утворюють колоїдний розчин. Зі зростанням дисперсності часток підвищується міцність композиції не тільки за рахунок збільшення кількості контактів між частками, але й внаслідок створення більш однорідної структури зі зменшенням кількості і інтенсивності дефектів. При цьому волога є фазою, яка передає структурі речовини перепади осмотично-капілярних тисків через ланцюг взаємодій функціональних груп з молекулами води, які виступають у ролі «лікуючих» факторів дефектів нанорозмірної структури [5]. Отже, молекули фізично-зв'язаної вологи взаємодіють з активними центрами (COOH, OH, CON, OCH<sub>3</sub>) та мають можливість зшивати окремі наночастки в агрегати, змінюючи структуру матеріалу та підвищуючи його міцність [6].

Враховуючи відсутність циклічних знакозмінних навантажень на дражироване насіння, міцність, як властивість матеріалу чинити опір руйнуванню (утворенню мезоскопічних дефектів, їх об'єднанню і зростанню) під дією внутрішніх напружень, що виникають під впливом зовнішніх сил, можна вважати статичною, руйнування матеріалу – квазістатичним – внаслідок повзучості матеріалу. Отже, пружність, як властивість матеріалу під дією механічних напруг деформуватися зворотно таким чином, щоб після зняття напруги матеріал залишався недеформованим, і буде забезпечувати цілісність компонентів оболонки драже лише в зоні пружних деформацій.

При пружній деформації до межі пропорційності зв'язок між напруженням  $\sigma$  і відносною деформацією  $\varepsilon$  є лінійним і для багатьох матеріалів задовільно описується законом Гука [7, 8, 9]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (1)$$

де  $E$  – коефіцієнт пропорційності, що має назву модуль пружності першого роду або модуль Юнга, Па;

$$\sigma = \frac{F}{S}, \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{\Delta l}{l}, \quad (3)$$

$F$  – сила, прикладена до тіла, Н;

$S$  – площа поперечного перетину тіла  $\perp \vec{F}$ , м<sup>2</sup>;

$\Delta l$  – абсолютна деформація тіла, м;

$l$  – довжина недеформованого тіла, м.

За допущенням, що руйнування драже у висівному апараті може відбуватися лише під впливом зовнішніх центральних сил у висівному апараті – шляхом деформації стискання, при дослідженні міцності можна використати класичну теорію максимальних відносних лінійних деформацій – теорію Маріотта [18], яка при залежності (1) ідентична теорії найбільших дотичних нормальних напружень. Тоді критерієм міцності буде

Відсутність досліджень з визначення модуля пружності та максимальної відносної пружної деформації (що рівноцінно до максимально допустимих напружень) сумішей з бентоніту та гуматів в залежності від її кількісного складу та вологості підкреслюють актуальність мети досліджень.

**Матеріали та методи експериментальних досліджень.** Для експериментальних досліджень з визначення модуля Юнга та максимальної відносної пружної деформації використано гумат «ROST-концентрат», розроблений НДІ ґрунтознавства і агрохімії ім. Соколовського, вироблений вітчизняним підприємством з екологічно чистої вітчизняної

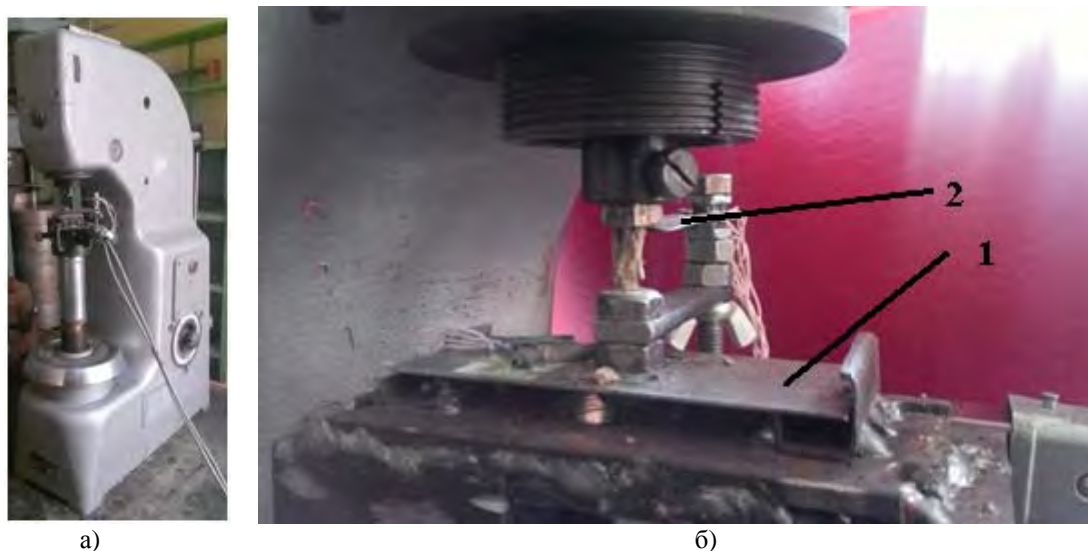
сировини – низинного торфу, а також бентоніт родовища бентонітової глини, розташований в Закарпатській області. Експериментальні модельні зразки зроблено з 5 композицій гумату та бентоніту: 1 – 100 та 0%, 2 – 75 та 25%, 3 – 50 та 50%, 4 – 25 та 75%, 5 – 0 та 100% відповідно відносно кількості за масою гумату та бентоніту. Модельні зразки було виготовлено на прес-формах за формою циліндрів діаметром  $D=5..6$  мм та висотою  $l=15$  мм з усіх композицій при їх вологості близькій до нижньої межі пластичності або грані розкочування, – коли при подальшому зменшенні вологості суміш переходить з пластичного стану в твердий. Ця вологість приблизно відповідає значенням максимальної молекулярної вологоємності, коли вода знаходиться у фізично зв'язаному стані.

З метою регулювання вологості модельних зразків їх було підсушено у низькотемпературній лабораторній пічці SNOL 67/350, діапазон робочих температур якої знаходиться в межах 60...350°C, а похибка сягає  $\pm 2^\circ\text{C}$  або насичено вологою у ексикаторі [10] моделі 2atu geruft (виробництва Німеччини) і вологість  $W$  зразків визначено за методикою [11]. Масові характеристики визначено електронними лабораторними вагами OHAUS RV313 (клас точності ГОСТ 24104-01) з точністю до 0,002гр, розмірні характеристики визначено штангенциркулем ШЦ-I-150-0,1 за ГОСТ 8.050-73 з точністю до 0,1 мм.

Вологість при проведенні досліджень варіювали на 4 рівнях від 0 до 20%. При проведенні досліджень використано план повнофакторного експерименту. Експеримент на кожному рівні факторів проведено у 5-кратній повторності [14-16].

Сутність експериментальних досліджень полягає у повздовжньому навантаженні модельних зразків з реєстрацією у часі їх абсолютної деформації  $\Delta l$  та прикладеного зусилля  $F$ , при цьому зусилля стискання збільшувалось від 0 до моменту їх руйнування. Навантаження виконано при незмінних значеннях параметрів: температура зовнішнього середовища, як і зразка  $23\pm 2^\circ\text{C}$ , швидкість деформування 0,0017 м/с [17].

Для проведення лабораторних досліджень модернізовано існуючий серійний твердомір ТШ-2 [12], який має рухому платформу, призначену для горизонтальної фіксації та руху дослідного зразка в вертикальному напрямку до нерухомого індентера, що обмежує вільний рух дослідного зразка і передає зусилля на механічну частину оброблення даних та візуалізації дослідних показників. Серійний твердомір ТШ-2 призначено для навантаження, переважно металевих, дослідних зразків зусиллям до 250 кг та точністю вимірів до  $\pm 1$  кг, а за попередніми дослідженнями та апріорною інформацією модельні зразки наведених розмірів з суміші бентоніту та гумату руйнувались при зусиллі до 15 кг, отже точності, яку забезпечує ТШ-2 недостатньо для проведення експериментальних досліджень. Таким чином, у модернізованому стенді (рис. 1, а) навантаження зразків здійснював сам твердомір ТШ-2, а реєстрацію у часі абсолютних переміщень та зусиль навантажень – розроблений додатковий вимірювальний пристрій (рис 1, б), який жорстко монтується на рухомій платформі твердоміра ТШ-2.



а – загальний вигляд, б – вимірювальний пристрій; 1 – тензоланка для реєстрації зусилля навантаження, 2 – тензоланка для реєстрації абсолютної деформації зразка

Рисунок 1 – Дослідна установка для навантаження зразків бентоніту та гумату

Робочими елементами вимірювального пристрою є тензоланка 1, що двошарнірно закріплена на його рамі, містить платформу для встановлення модельного зразка та реєструє зусилля його стискання, а також тензоланка 2, що консольно закріплена до важеля жорстко з'єданого з тензоланкою 1 та реєструє абсолютну деформацію модельного зразка. Стандартний кульковий індентер замінено на верхню плоску круглу платформу, яка обмежує переміщення модельного зразка та вільного кінця тензоланки 2.

Для передачі даних з тензодатчиків до комп'ютера використано 4-канальний аналогово-цифровий перетворювач Spider-8 фірми НВМ (рис. 2), який визначає співвідношення падіння напруги на тензомосту до вхідної напруги –  $mV/V$ . З метою перетворення  $mV/V$  у зусилля та переміщення було виконано тарування тензоланок (рис. 2) та отримано функціональні залежності деформації та навантаження зразка від показника  $mV/V$  (рис. 3) за методикою [13, 17].

При таруванні деформацію тензоланки 2 задавали мікрометром з точністю до 0,01мм, а навантаження тензоланки 1 здійснювали еталонними тягарями по 1 кг. При апроксимуванні даних тарування тензоланок поліномами першого ступеня отримали коефіцієнти регресії 99,9%, отже залежність досліджуваних показників від  $mV/V$  є лінійною з високою точністю.

У комбінації розроблених тензоланок та використаного АЦП значення показника  $mV/V$  виявилися стійкими у часі по відношенню до зовнішніх та внутрішніх електромагнітних завад при незмінних деформаціях тензоланок з точністю до  $10^{-4}$ . Таким чином, при похибці АЦП  $\Delta mV/V=0.0002$  маємо похибку вимірювання деформації 0,5 мкм, що при абсолютній деформації дослідного зразка 0,5мм дає відносну похибку 0,1% та абсолютну похибку вимірювання навантаження тензоланки – 0,8 гр., що при навантаженні дослідного зразка 1 кг дає відносну похибку 0,08%.



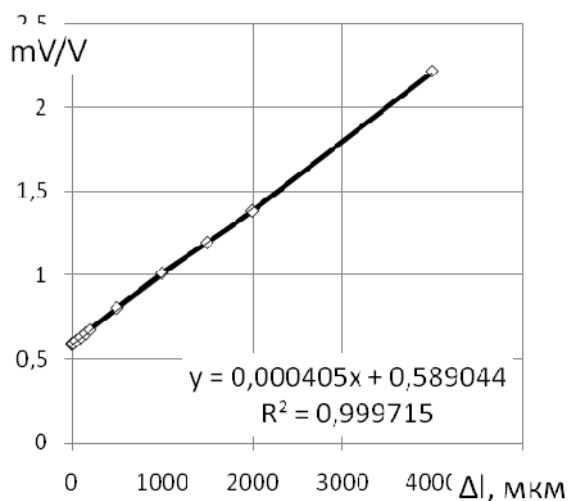
а)



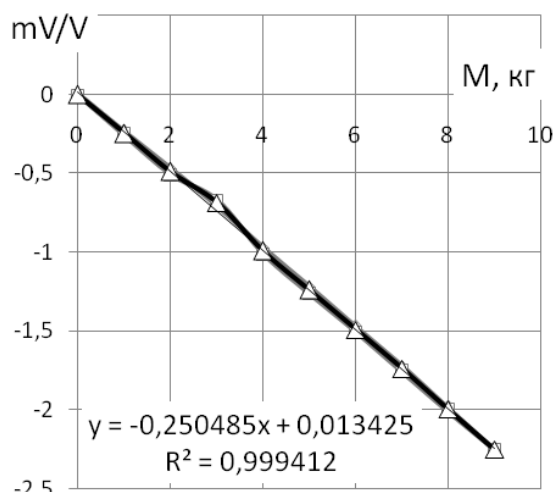
б)

а – аналого-цифровий перетворювач Spider-8 з ноутбуком, б – вимірювальний пристрій та установка для тарування тензоланок

Рисунок 2 – Електронна частина дослідної установки



а)



б)

а – залежність переміщення тензоланки 2 від показника mV/V, б – залежність навантаження тензоланки 1 від показника mV/V

Рисунок 3 – Результати тарування тензоланок

При проведенні досліджень модельні циліндричні зразки певної вологості встановлювались на платформу тензоланки 1 співвісно з верхньою плоскою круглою платформою, тензоланку 2 було розташовано таким чином, щоб її вільний кінець контактував з цією платформою. За методикою [12] рухому платформу з вимірювальним пристроєм подавали вертикально вгору, при контакті тензоланки 2 та модельного зразка з нерухомою платформою дані з обох тензоланок через аналогово-цифровий перетворювач передавались на комп'ютер, вимірювання та подачу рухомої платформи закінчували при руйнуванні модельного зразка.

В результаті одного дослідження отримували залежність абсолютної деформації модельного зразка від прикладеного до нього зусилля та вибирали з цих даних лише лінійну частину [18], яка відповідає зоні пружної деформації та залежності (1) (рис. 4). Оскільки залежність (1) лінійна, то і отримані дані апроксимували поліномом першого ступеня:

$$y = a \cdot x + b \quad (4)$$

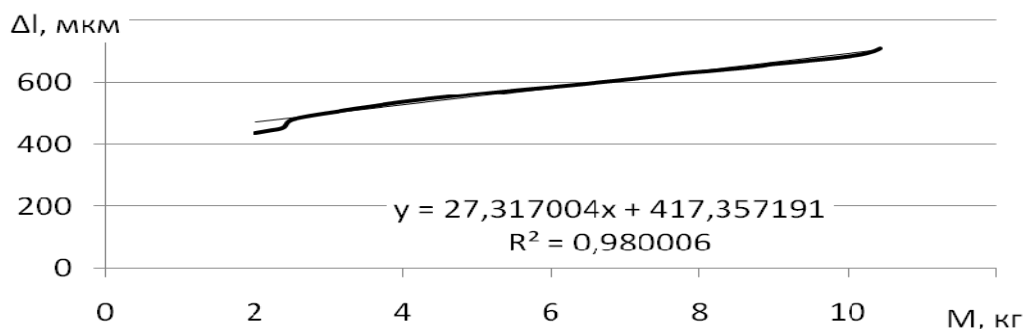


Рисунок 4 – Лінійна частина залежності деформації модельного зразка від прикладеного повздожнього зусилля

У відповідності з (1)-(3) модуль Юнга можна представити виразом:

$$E = \frac{F}{S} \cdot \frac{l}{\Delta l}, \quad (5)$$

де

$$F = M \cdot g,$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

тоді

$$E = 4 \cdot \frac{M}{\Delta l} \cdot \frac{l \cdot g}{\pi \cdot D^2}, \quad (6)$$

Співвідношення  $\frac{\Delta l}{M}$  у (6) можна трактувати як кутовий коефіцієнт  $a = \frac{d\Delta l}{dM}$

у рівнянні (4), який узагальнює усі експериментальні данні, тоді:

$$E = 4 \cdot \frac{1}{a} \cdot \frac{l \cdot g}{\pi \cdot D^2}. \quad (7)$$

Максимальну відносну деформацію визначали відповідно до (3).

Для подальшого дослідження отримані значення модуля Юнга та максимальної відносної деформації при певному вмісті бентоніту у суміші та її вологості були апроксимовані поліномом 4 ступеня та перевірені на адекватність за критерієм Фішера. Відтворюваність експериментів визначено за критерієм Кохрена [13-15].

**Результати досліджень.** В результаті обробітку даних експериментальних досліджень отримано залежність модуля Юнга  $E$  від вмісту бентоніту  $K_b$  у суміші та її вологості  $W$  у вигляді поліному 4 ступеня (рис. 5):

$$\begin{aligned} E = & 21.517 \cdot K_b^4 + 363.645 \cdot K_b^3 \cdot W - 23338.502 \cdot W^4 - \\ & 4837.407 \cdot K_b^3 - 53435.654 \cdot K_b^2 \cdot W - 16588.285 \cdot K_b \cdot W^2 + \\ & 1.055 \cdot 10^6 \cdot W^3 + 3.593 \cdot 10^5 \cdot K_b^2 + 2.484 \cdot 10^6 \cdot K_b \cdot W - \\ & 1.414 \cdot 10^7 \cdot W^2 - 7.231 \cdot 10^6 \cdot K_b + 1.168 \cdot 10^7 \cdot W + 2.483 \cdot 10^8, \end{aligned} \quad (8)$$

та залежність максимальної відносної деформації  $\epsilon$  від вмісту бентоніту  $K_b$  у суміші та її вологості  $W$  у вигляді поліному 4 ступеня (рис. 6):

$$\begin{aligned} \epsilon = & 2.331 \cdot 10^{-7} \cdot K_b^4 + 0.202 \cdot 10^{-5} \cdot K_b^3 \cdot W + 0.178 \cdot 10^{-4} \cdot W^4 - \\ & 0.337 \cdot 10^{-4} \cdot K_b^3 - 0.43 \cdot 10^{-3} \cdot K_b^2 \cdot W + 0.105 \cdot 10^{-3} \cdot K_b \cdot W^2 + \\ & 0.284 \cdot 10^{-3} \cdot W^3 + 0.146 \cdot 10^{-2} \cdot K_b^2 + 0.215 \cdot 10^{-1} \cdot K_b \cdot W - \\ & 0.484 \cdot 10^{-1} \cdot W^2 - 0.391 \cdot 10^{-1} \cdot K_b + 0.318 \cdot W + 3.484. \end{aligned} \quad (9)$$

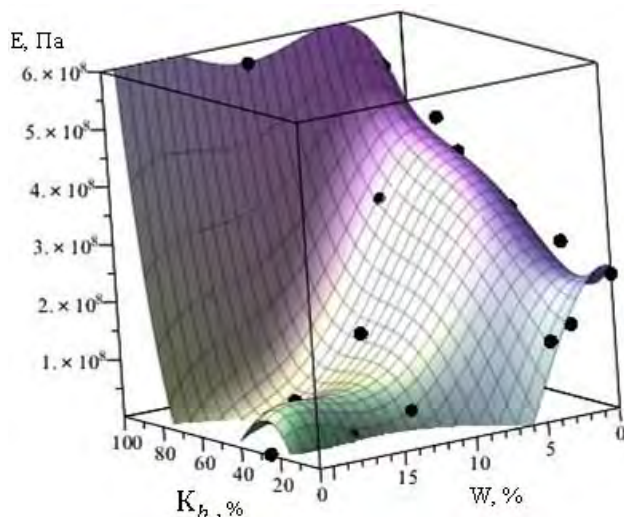


Рисунок 5 – Залежність модуля Юнга  $E$  від вмісту бентоніту  $K_b$  у суміші та її вологості  $W$

За статистичним обробіткою результатів експерименту встановлено, що розрахункові значення критеріїв Кохрена  $G_\varepsilon = 0,190$  та  $G_E = 0,190$  менше табличного  $G_{20;4} = 0,192$ , отже немає підстав відхилити гіпотезу про однорідність дисперсій; розрахункові значення критеріїв Фішера  $F_\varepsilon = 0,450$  та  $F_E = 0,194$  менше за табличне  $F_T = 3,8$ , отже прийнято гіпотезу про адекватність опису рівняннями (8) та (9) результатів експерименту з 95% ймовірністю.

З отриманих залежностей можна зробити висновок, що найбільш міцною є суміш з 95...100% бентоніту при вологості 5...10% – близькій до природньої. Збільшення кількості гумату при малій вологості до 8...10% незначно впливає на зменшення модуля пружності суміші, а при підвищеній вологості на рівні 15...20% – спостерігається стрімке зменшення модуля пружності суміші. Найбільші значення максимальної відносної пружної деформації спостерігаються при 25...35% гумату і вологості 6...10%. Зміна вологості викликає стрімке зменшення максимальної відносної пружної деформації. Пояснити це можна тим, що занадто суха суміш проявляє властивості крихких тіл, а у перезволоженій суміші деформація майже одразу переходить в пластичну.

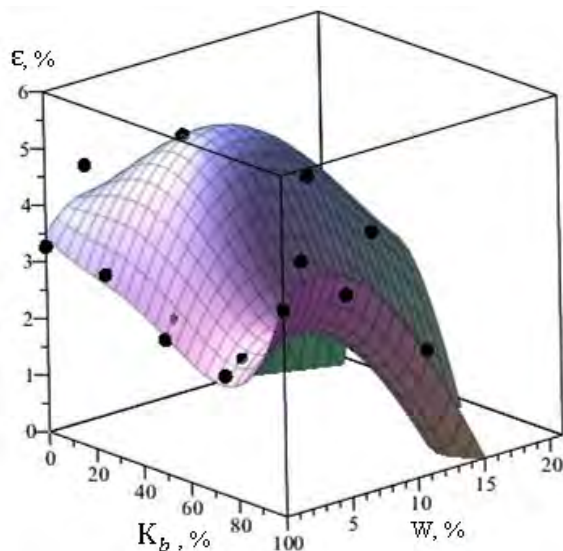


Рисунок 6 – Залежність максимальної відносної деформації  $\varepsilon$  від вмісту бентоніту  $K_b$  у суміші та її вологості  $W$

Незначні до 5...15% збільшення модуля Юнга та максимальної відносної деформації при відносній кількості бентоніту 1...5% та 95...100% можна пояснити тим, що в першому випадку бентоніт виступає в ролі модифікатора для гумату, тим самим бере участь в катіонному обміні та на нанорівні зшиває мікрodefекти структури, в другому випадку гумат являє собою модифікатор для бентоніту і також позитивно впливає лише при незначних концентраціях до 5%. При перенасиченні концентрації гумату або бентоніту до 10%, які лише в малих дозах виступають в ролі модифікаторів, спостерігається повернення властивостей до первинних значень.

#### Висновки.

1. Встановлено залежності модуля пружності та максимальної відносної пружної деформації суміші з бентоніту та гумітів від її вологості та кількісного складу.

2. Дражироване насіння раціонально робити з декількох шарів: зовнішній доцільно формувати з 100% бентоніту, оскільки він має максимальну міцність  $6,0 \cdot 10^8 \dots 6,5 \cdot 10^8$  Па при вологості близькій до природньої і істотно зменшує міцність до  $2,5 \cdot 10^8 \dots 3,0 \cdot 10^8$  Па при підвищенні до вологості ґрунту.

3. Отримані залежності модуля пружності та максимальної відносної пружної деформації суміші з бентоніту та гумітів від її вологості та кількісного складу можливо використовувати при дискретному моделюванні динаміки дражированої насінини.

#### Список літератури

1. Сербий Е.К. Природные компоненты для дражирования семян / Е.К. Сербий // *Материалы Международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве»*. - Т.2. – Минск, 2012. – С. 253-261.
2. Сербий Е.К. Возможности пролонгированного використання елементів дражувальної оболонки насіння овочевих культур / Е.К Сербій., М.Л. Новохацький // *Праці ТДАТУ – Вип. 12, Т.4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – С. 70-80.*
3. Сербий Е.К. Дискретна модель дражированої насінини / Е.К. Сербій // *Збірник наук. праць. Випуск 17 (31): “Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України”*. - Том 2. - Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2013. С. 158-176.
4. Бревнов П. Н. Нанокмпозиционные материалы на основе полиэтилена и монтмориллонита: синтез, структура, свойства: дис. ... канд. хим. Наук / П. Н. Бревнов - Москва, 2008. - 130 с.
5. Афанасьев А. Е. Наноструктура и ее влияние на физико-технологические свойства торфяных систем / А. Е. Афанасьев // *Торф и бизнес. – 2007, №4 (10).*
6. Афанасьев А. Е. Теоретическая прочность формированных торфяных тел. / А. Е. Афанасьев, А. С. Ефремов // *ТГТУ. – 2009. - №8. – С. 252-261.*
7. Ляв А. Математическая теория упругости / А. Ляв. - ОНТИ, 1935. – С. 675.
8. Лейбензон Л. С. Курс теории упругости. 2 изд. / Л. С. Лейбензон. - ОГИЗ, 1947. – С. 465.
9. Тимошенко С. П. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер. - М.: Наука, 1979. – С. 560.
10. Посуда и оборудование лабораторные стеклянные. Типы, основные параметры и размеры: ГОСТ 25336-82. – М.: Министерство приборостроения. – 1984 г. – С. 103.
11. Якість ґрунту. Визначання сухої речовини та вологості за масою. Гравіметричний метод: ДСТУ ISO 11465-2001. – К.: Інститут ґрунтознавства та агрохімії ім. О.Н.Соколовського Української Академії аграрних наук. - 2001 р. – С. 11.
12. Прибор для испытания металлов на твердость ТШ-2. Инструкция по эксплуатации / Ивановский завод по производству приборов для испытания металлов (ЗИП). – Иваново, 1966 г. – С. 28.
13. Макаров Р.А. Тензометрия в машиностроении / Р.А. Макаров, Л.Б. Ренский. - М.: Машиностроение, 1975. – С. 288.
14. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 60.
15. Адлер Ю.П. и др. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П.Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В.Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – С. 279
16. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин., П.М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – С. 165.

17. Науменко М.А. Влияние геометрического фактора на конструкционные свойства при сжатии полимерных композиционных материалов // М.А. Науменко, П.И. Баштаник, М.В. Бурмистр, В.Г. Макарова / Вопросы химии и химической технологии. - 2011, №1. – С. 66-70.
18. Литвинский Г.Г. Аналитическая теория прочности горных пород и массивов: Монография / Г.Г. Литвинский // ДонГТУ. – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – С. 207.

#### **Evgeniy Serbiy**

*State scientific organization “Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production” (L. Pogorilyy UkrNDIPVT), Doslidnitske, Kyiv region.*

#### **Strength properties of components for seeds pelleting**

The expediency and the experimental research methodology for strength properties determination of components for seeds pelleting, the dependences of the Young modulus and the maximum relative deformation of samples from a mixture of bentonite and humate on its composition and absolute humidity, checked their adequacy are informed in the article. It is established that pelleted seeds rationally be made from several layers: the outer, it is advisable to form out of 100% bentonite, because it has the maximum strength of  $6.0 \cdot 10^8$  ... of  $6.5 \cdot 10^8$  Pa at a moisture content close to your natural and significantly reduces the strength of  $2.5 \cdot 10^8$  ... of  $3.0 \cdot 10^8$  Pa at the increase of soil moisture.

The dependences of the elastic modulus and the maximum relative elastic deformation of the mixture of bentonite and humate from humidity and quantitative composition is useful for discrete dynamic modeling pelleted seed.

**strength, bentonite, humate, absolute humidity, relative deformation, elastic modulus**

Одержано 27.10.14

#### **УДК 631.362.3**

**С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст.наук.спів., В.О. Швидя, канд. техн. наук**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

## **Теоретичні дослідження динаміки переміщення зерна по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами**

В статті на основі рівнянь динаміки складено і розв'язано диференційні рівняння руху зерна по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами.

**риф, вертикальне циліндричне решето, зернівка, сила інерції, диференціальне рівняння, динаміка, переміщення**

**С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст.научн.сотр., В.О. Швидя, канд. техн. наук**

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

**Теоретические исследования динамики перемещения зерна по поверхности вертикального цилиндрического решета з рифами**

В статье на основе уравнений динамики составлено и решено дифференциальные уравнение движения зерна по поверхности вертикального цилиндрического решета з рифами.

**риф, вертикальное цилиндрическое решето, зерновка, сила инерции, динамика, перемещение**

**Проблема.** Серед сепараторів з решітним принципом розділення, машини з вертикальними циліндричними решетами типу БЦСМ характеризуються інтенсивною дією силових полів, що створюються шляхом обертowego і вібраційного руху решета. При цьому досягаються високі показники продуктивності при незначних габаритних розмірах.

Серед недоліків сепараторів типу БЦСМ слід віднести невисоку технологічну ефективність і довговічність. Для усунення вказаних недоліків авторами у роботі [1] було запропоновано застосовувати на вертикальному циліндричному решеті неперфоровані гофровані ділянки (риффи). Теоретичні роботи по обґрунтуванню оптимальних параметрів рифів вертикального циліндричного решета відсутні, що робить дані дослідження актуальними.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Теоретичні дослідження вібраційного руху зернових матеріалів розглянуто у роботах Блехмана І.І., Заїки П.М., Гортинського В.В., Василенка П.М. [2-4, 6, 7]. Рух зернівки по поверхні ступінчато-конічного решета при вертикальних коливаннях розглянуто в роботах Гончарова Є.С. і Мalyuti С.І. [5,8]. Проте, теоретичних робіт про рух зернівки по вертикальному циліндричному решету з інтенсифікаторами (рифами) на його поверхні недостатньо.

**Мета дослідження.** Розроблення математичної моделі переміщення зерна по поверхні вертикального циліндричного решета при наявності гармонічних коливань та рифів на його поверхні.

**Результати досліджень.** Розглянемо рух зерна у встановленому русі по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами. Будемо вважати, що зернова суміш однорідна і зернівки у зерновій суміші слабо взаємодіють між собою. Тоді зернову суміш можна замінити матеріальною точкою — зернівкою з масою  $m$ , що рухається по поверхні решета.

Для пошуку рівняння динаміки руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами розглянемо систему сил, що діють на зернівку (рис. 1).

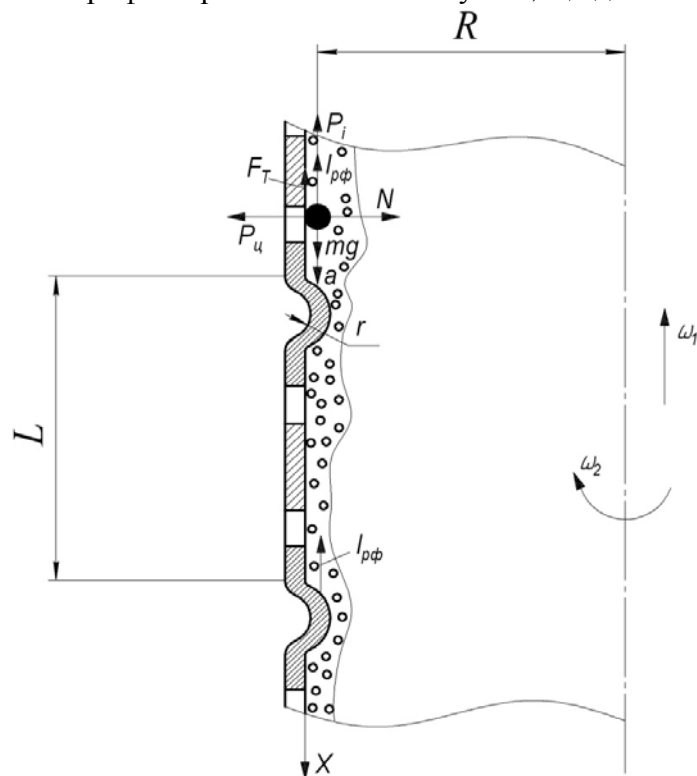


Рисунок 1 – Система сил, що діє на зернівку при встановленому русі на поверхні вертикального циліндричного решета з рифами

Нехай зернівка рухається без заклинювання по поверхні вертикального циліндричного решета радіусом  $R$  з рифами, що представляють напівсферу радіуса  $r$ . При цьому відстань між рифами складає  $L$ . Решето здійснює обертання навколо вертикальної осі з кутовою швидкістю  $\omega_2$  і одночасно коливальний рух за гармонічним законом вздовж вертикалі з кутовою швидкістю  $\omega_1$ .

Враховуючи, з технологічних міркувань, порівняно малий радіус рифів (не більше 30 мм) для спрощення моделювання переміщення зерна замінимо взаємодію зернівки з поверхнею рифа решета еквівалентною силою реакції, яка залежить від радіусу рифа  $r$ .

Зернівка рухається на ділянці поверхні вертикального циліндричного решета з рифами вгору і вниз відповідно до вертикальних коливань решета. Направимо координатну вісь  $X$  вздовж твірної решета вертикально вниз. Переміщення зернівки будемо розглядати відносно вісі  $X$ , яка також здійснює разом з зернівкою одночасний обертальний і коливальний рух.

На зернівку діють наступні сили:  $P_{Ц}$  – сила інерції від дії обертального руху решета;  $P_i$  – сила інерції від дії вертикального коливального руху решета;  $F_T$  – сила тертя зернівки об поверхню решета;  $N$  – сила реакції поверхні решета;  $I_{P\phi}$  – еквівалентна сила реакції поверхні рифа вертикального циліндричного решета;  $mg$  – сила тяжіння. Впливом коріолісової сили інерції та сили опору повітряного середовища нехтуємо, оскільки їх сумарна дія складає не більше 0,02%. Тоді рівняння руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами приймає вигляд:

$$m\vec{a} = \vec{P}_{Ц} + \vec{P}_i + \vec{N} + \vec{F}_T + \vec{I}_{P\phi} + \vec{mg}, \quad (1)$$

де  $a$  – прискорення зернівки вздовж поверхні вертикального циліндричного решета з рифами.

Чисельне значення сили інерції від дії вертикального коливального руху решета дорівнює:

$$P_i = m \cdot \omega_1^2 \cdot A \cdot \cos \omega_1 t, \quad (2)$$

де  $A$  – амплітуда вертикальних коливань решета, м.

Чисельне значення сили інерції від дії обертального руху решета дорівнює:

$$P_{Ц} = m \cdot \omega_2^2 \cdot R. \quad (3)$$

Сила тертя зернівки об поверхню вертикального циліндричного решета з рифами:

$$F_T = \mu \cdot N, \quad (4)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя кочення зернівки об поверхню решета.

Як видно з рис.1 значення сили реакції поверхні решета чисельно дорівнює силі інерції від дії обертального руху  $P_{Ц}$ .

При своєму русі по поверхні вертикального циліндричного решета зернівка рухається вздовж вісі  $X$ , періодично стикаючись з рифами. Частота зіткнень зернівки з рифами  $\omega$  залежить від швидкості руху  $v$  та відстані між рифами  $L$ . Внаслідок чого частоту зіткнень зернівки з рифами  $\omega$  можна розрахувати за формулою:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L}. \quad (5)$$

Еквівалентна сила реакції поверхні рифа  $I_{P\Phi}$  у проекції на вісь  $X$  приймає максимальне значення у точці з'єднання рифа з вертикальною циліндричною поверхнею решета і дорівнює нулю у точці відриву зернівки від поверхні рифа. Згідно рис. 1 максимальне значення еквівалентної сили реакції поверхні рифа  $I_{P\Phi}$  дорівнює векторній сумі сил інерції вертикального коливального руху решета  $P_i$  та сили тяжіння  $mg$ . Проектуючи сили  $mg$ ,  $P_i$  на вісь  $X$  та підставляючи їх значення і значення частоти зіткнень  $\omega$  з врахуванням періодичності дії, отримуємо вираз для розрахунку чисельного значення еквівалентної сили реакції поверхні рифа  $I_{P\Phi}$ :

$$I_{P\Phi} = m \cdot (g - \omega_1^2 \cdot A \cdot \cos \omega_1 t) \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L} \cdot t_{P\Phi}\right), \quad (6)$$

де  $t_{P\Phi}$  - час руху зернівки по поверхні рифа, с;

$t$  - час руху зернівки, с.

Для пошуку значення часу руху  $t_{P\Phi}$  розглянемо рух зернівки по поверхні рифу (рис. 2).

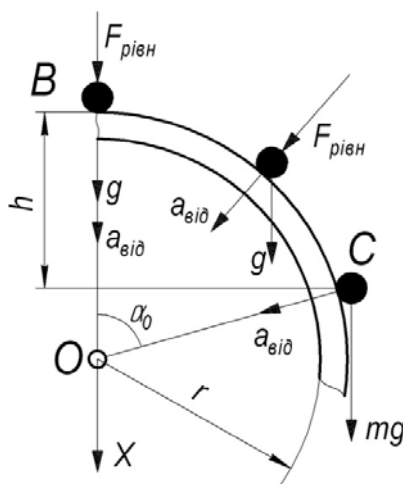


Рисунок 2 – Система сил, що діє на зернівку при русі по поверхні рифа вертикального циліндричного решета.

Рух зернівки відбувається під дією рівнодіючої сили  $F_{рiвн}$ , яка представляє собою векторну суму сил  $P_{Ц}$ ,  $P_i$ ,  $F_T$ ,  $N$  та сили тяжіння  $mg$  з точки В до точки С. У точці С відбувається відрив зернівки від сферичної поверхні рифу і рівнодіюча сила  $F_{рiвн}$  дорівнює нулю. Рівняння руху в момент відриву зернівки від поверхні рифу можна записати у вигляді:

$$\vec{m}a_{вiд} = \vec{m}g, \quad (7)$$

де  $a_{вiд}$  — доцентрове прискорення руху зернівки по поверхні рифу.

Проектуючи вектори доцентрового прискорення  $a_{вiд}$  та сили тяжіння  $mg$  на напрям радіуса точки С та поділивши рівняння на  $m$ , дістанемо:

$$a_{вiд} = g \cdot \cos \alpha_0, \quad (8)$$

де  $\alpha_0$  — кут відриву, град.

Отже, вплив на доцентрове прискорення  $a_{вiд}$  рівнодіючої сили  $F_{рiвн}$  незначний, порівняно з силою тяжіння  $mg$ , будемо вважати, що при русі зернівки від точки В до точки С діє лише прискорення вільного падіння  $g$ , а доцентрове прискорення  $a_{вiд}$  стало і дорівнює значенню, яке розраховується за формулою (8). З урахуванням вказаних припущень швидкість сходу  $v_{cx}$  у точці С пов'язана з висотою  $h$  (рис. 2) і розраховується за формулою:

$$v_{cx} = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot g \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha_0)}. \quad (9)$$

Виразивши доцентрове прискорення  $a_{\text{вiд}}$  через швидкість сходу  $v_{\text{сх}}$  та підставивши значення швидкості сходу  $v_{\text{сх}}$  у вираз (8) після алгебраїчних перетворень отримаємо значення  $\cos\alpha_0$ , яке дорівнює  $2/3$ . З іншого боку, доцентрове прискорення  $a_{\text{вiд}}$  можна виразити через час, необхідний для проходження кута  $\alpha_0$  дуги BC (рис. 2):

$$a_{\text{вiд}} = r \cdot \frac{\arccos \frac{2}{3}}{t_{\text{рф}}^2} \quad (10)$$

Підставивши значення  $a_{\text{вiд}}$  в залежність (8) та  $\cos\alpha_0$  у залежність (10) знаходимо час руху зернівки по поверхні рифа:

$$t_{\text{рф}} = \arccos \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot r}{2 \cdot g}} \quad (11)$$

Тоді значення еквівалентної сили реакції поверхні рифа  $I_{\text{рф}}$ :

$$I_{\text{рф}} = m \cdot (g - \omega_1^2 \cdot A \cdot \cos \omega_1 t) \cdot \sin \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{L} \cdot \arccos \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot r}{2 \cdot g}} \right] \quad (12)$$

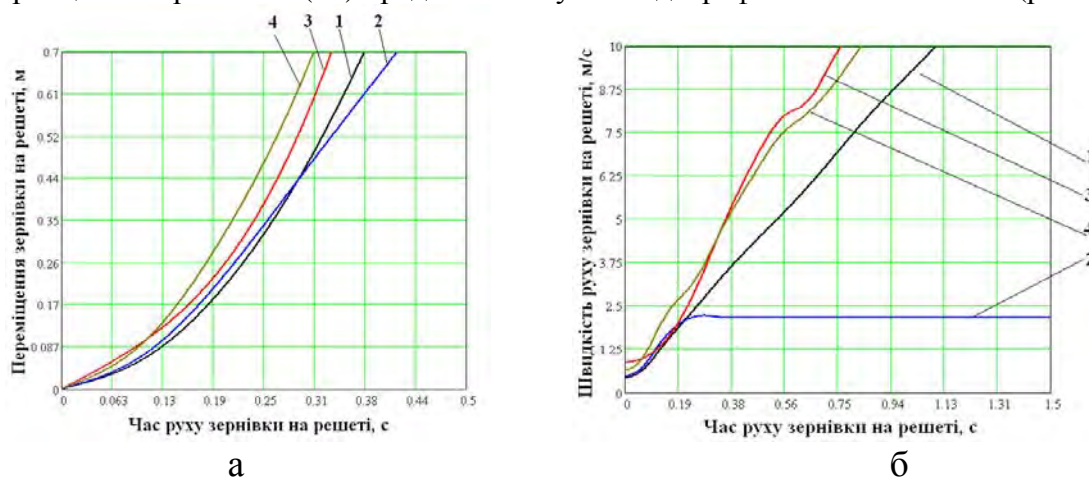
Спроекувавши прискорення  $0a$  руху зернівки та сили  $P_{\text{ц}}$ ,  $P_i$ ,  $F_T$ ,  $N$ ,  $I_{\text{рф}}$ ,  $mg$  на вісь  $X$  та підставивши їх значення у рівняння (1), попередньо розділивши всі члени рівняння на  $m$  та після алгебраїчних перетворень отримаємо диференціальне рівняння руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами другого порядку:

$$\frac{dx^2}{dt^2} + (g - \omega_1^2 \cdot A \cdot \cos \omega_1 t) \cdot \sin \left[ \frac{2 \cdot \pi}{L} \cdot \arccos \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot r}{2 \cdot g}} \cdot \frac{dx}{dt} \right] - \omega_1^2 \cdot A \cdot \cos \omega_1 t = -\mu \cdot \omega_2^2 \cdot R \cdot \omega_1^2 \quad (13)$$

Диференціальне рівняння (13) являється рівнянням спеціального вигляду, розв'язок якого не виражається в елементарних функціях. Між тим, чисельні методи інтегрування дозволяють вирішувати дані типи рівнянь. Скористаємось чисельним методом Рунге-Кутта, що реалізовано функцією *Odesolve* пакету програм *MathCad 13*.

Інтегрування було виконано при наступних початкових умовах:  $x(0) = 0$ ;  $v(0) = 0,2$  м/с та числових значеннях режимних коефіцієнтів диференційного рівняння (13), що відповідають режимам технологічного процесу сепарації зерна пшениці серійно випускаемого сепаратора типу БЦСМ. При цьому вважалось, що в момент часу  $t = 0$  вертикальний коливальний рух решета направлений протилежно напрямку вісі  $X$ .

При режимних коефіцієнтах ( $A = 0,005$  м;  $\omega_1 = 12,58$  рад/с;  $\omega_2 = 2,1$  рад/с;  $R = 0,5$  м;  $\mu = 0,37$ ;  $L = 0,03$  м) та різних значеннях радіусу рифа  $r$  розв'язок диференційного рівняння (13) представлено у вигляді графічних залежностей (рис. 3).



1 – без рифів; 2 –  $r=5$  мм; 3 –  $r=10$  мм; 4 –  $r=15$  мм

Рисунок 3 – Графічні залежності переміщення (а) та швидкості (б) руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета від часу при різних значеннях радіусу рифа

Отримані графічні залежності показують, що час руху по решету збільшується в порівнянні з поверхнею без рифів ( $r=0$ ) при радіусі рифів рівною 5 мм. Подальше збільшення радіусу рифів призводить до зменшення часу руху по вертикальній ділянці решета з рифами, що пов'язано зі сходом зернівки з поверхні рифа та пролітанням над деякою плоскою вертикальною циліндричною частиною решета. Зменшення часу руху по решету, згідно основного рівняння сепарації [4], погіршує технологічну ефективність сепарації і є недоцільним.

На рис. 4 представлено графічні залежності переміщення та швидкості руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета при різній відстані між рифами та радіусі рифів 5 мм. При цьому необхідне виконня умови:

$$L \geq 2 \cdot r. \quad (14)$$

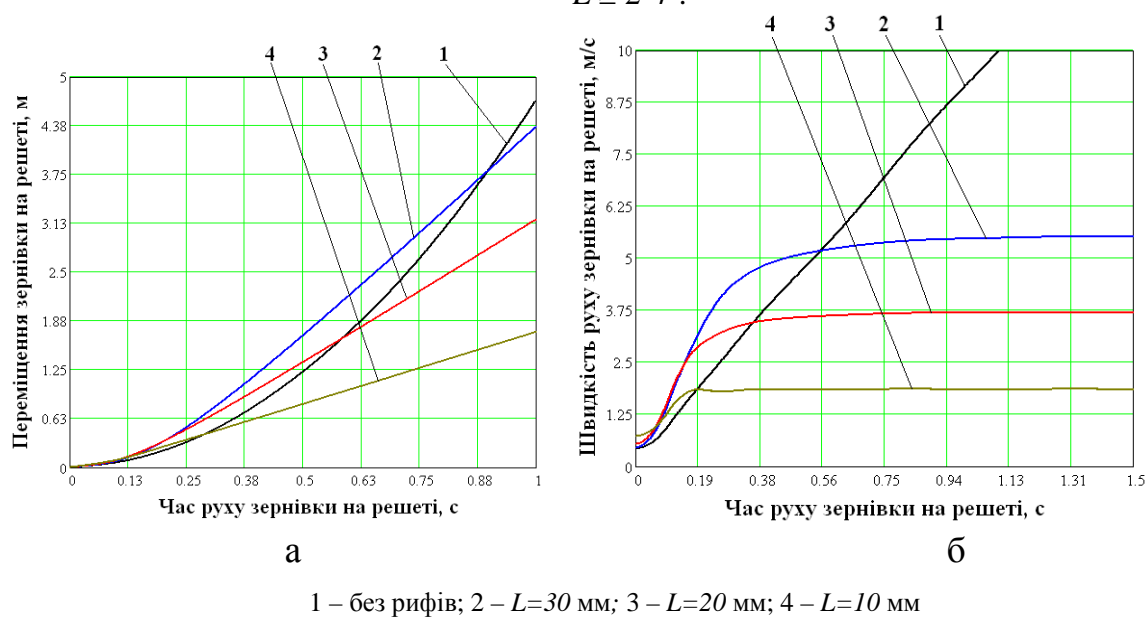


Рисунок 4 – Графічні залежності переміщення (а) та швидкості (б) руху зернівки по поверхні вертикального циліндричного решета від часу при різних значеннях радіусу рифа

Графічні залежності представлені на рис. 4 показують, що зменшення відстані між рифами  $L$  збільшує час руху по поверхні решета. Між тим, при невеликій відстані між рифами  $L$  зменшується зона сепарації на решеті. Тому з технологічних міркувань відстань між рифами  $L$  повинна бути в межах 20 – 30 мм.

**Висновки.** Розроблена математична модель руху зерна по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами на основі диференційного рівняння з урахуванням конструкційних параметрів рифів. Аналіз розв'язків отриманого диференційного рівняння показує, що час руху зерна по поверхні решета можливо збільшити при радіусі рифа в межах від 5-7,5 мм та відстані між рифами 20-30 мм.

## Список літератури

1. Прилуцький А.Н. До обґрунтування раціональної конструкції вібровідцентрових решіт / А.Н. Прилуцький, С.П. Степаненко, В.С. Зінчук // Праці Таврійського державного агротехнічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. — Вип. 10, том 5 1976. – С. 151 – 156.
2. Блехман И.И. Вибрационное перемещение. / И.И. Блехман, Г.Ю. Дженелидзе — М. Наука, 1964. – 410 с.
3. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 512 с.
4. Гортинский В.В. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин — М.: Колос, 1980. – 283 с.

5. Гончаров Е.С. Механико-математическая модель движения частиц семенной смеси по поверхности ротора пневмовиброцентробежного сепаратора / Е.С. Гончаров, С.И. Малюта, // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К., 1986. — вып. 64, – С. 24 – 29.
6. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский – Х.: «Міськдрук», 2010. – 174 с.
7. Тищенко Л.Н. Виброрешётная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский – Х.: «Міськдрук», 2011. – 280 с.
8. Тищенко Л.Н. Колебания зерновых потоков на виброрешётах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский – Х.: «Міськдрук», 2012. – 267 с.

**Sergey Stepanenko, Victor Shvidia**

*National scientific center " Institute for Agricultural engineering and electrification" Glevakha, Kiev region, Ukraine*

**Theoretical research of dynamics grain movement on the surface of vertical cylindrical sieve on the reefs**

Development of mathematical model of moving of grain on the surface of vertical cylindrical sieve at presence of harmonic vibrations and reefs on his surface.

Let a weevil move without wedging on the surface of vertical cylindrical sieve by the radius of  $R$  by  $z$  reefs, that present the semi-sphere of radius of  $r$ . Thus distance between reefs makes  $L$ . A sieve carries out a rotation about vertical axis with an angular  $\omega_2$  and simultaneously, fluctuating motion on the harmonic law of vzdol' vertical line with an angular  $\omega_1$ .

Differential equalization is equalization of the special kind decision of that not виражається in elementary functions. Meantime, the numeral methods of integration allow to decide these types of equalizations. We will take advantage of numeral method of Рунге-Кутта, that it is realized by the function of *Odesolve* of package of softwares of *MathCad 13*.

The got graphic dependences show that time of motion on a sieve increases as compared to a surface without reefs ( $r=0$ ) at the radius of reefs equal 5 мм. over the Further increase of radius of reefs brings to reduction of time of motion on the vertical area of sieve with reefs, that it is related to the tails of weevil from the surface of reef and flight above some flat vertical cylindrical part of sieve. Reduction of time of motion on a sieve according to basic equalization of separation worsens technological efficiency of separation and beside the purpose.

The mathematical model of motion of grain is worked out on the surface of vertical cylindrical sieve with reefs on the basis of differential equalization taking into account the construction parameters of reefs. The analysis of decisions of the got differential equalization shows that time of motion of grain on the surface of sieve, maybe, to increase at the radius of reef scope and distance from a 5-7,5 mm between reefs 20-30 mm.

**reef, vertical cylindrical sieve, weevil, inertial force, dynamics, movement**

Одержано 6.10.14

УДК 621.09.04

**С.В. Струтинський, канд. техн. наук, О.М. Яхно, проф., д-р техн. наук**  
*НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна*

## Статично визначені просторові системи приводів типу механізма гексапода

Розглянута характерна конструкція просторової системи приводів у вигляді механізма-гексапода, яка використовується для встановлення навісного обладнання трактора. Виконано аналіз можливих схемних рішень механізма, що відрізняються різною кількістю суміщених шарнірних опор. Сформульовані раціональні умови статичної рівноваги механізму у вигляді сум моментів сил відносно деяких вісей, які проходять через характерні точки механізму. Показано, що статично визначений механізм має раціональні умови рівноваги у вигляді трьох систем рівнянь із двома невідомими кожна. Запропонована спрощена розрахункова схема, яка дозволяє в загальному вигляді розв'язати задачу статичної просторової системи приводів. Спрощена схема є приведенням просторового механізму до плоского. З використанням спрощеної схеми досліджена статика просторової системи приводів типу механізма-гексапода. Визначено зусилля в ланках механізму, які виникають під дією гравітаційних сил та силових факторів, які описують корисне навантаження на систему.

**просторові приводи, механізм-гексапод, схема, рівновага, рівняння, спрощена схема, кінематика, статика**

**С.В. Струтинский, канд. техн. наук, О.М. Яхно, проф., д-р техн. наук**  
*НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина*

**Статически определенные пространственные системы приводов типа механизма гексапода**

Рассмотрена характерная конструкция пространственной системы приводов в виде механизма-гексапода, которая используется для установки навесного оборудования трактора. Выполнен анализ возможных схемных решений механизма, отличающихся разным количеством совмещенных шарнирных опор. Сформулированы рациональные условия статического равновесия механизма в виде суммы моментов сил относительно некоторых осей, проходящих через характерные точки механизма. Показано, что статически определенный механизм имеет рациональные условия равновесия в виде трех систем уравнений с двумя неизвестными каждая. Предложена упрощенная расчетная схема, которая позволяет в общем виде решить задачу статичности пространственной системы приводов. Упрощенная схема является приведением пространственного механизма к плоскому. На основе упрощенной схемы исследована статика пространственной системы приводов типа механизма-гексапода. Определены усилия в звеньях механизма, возникающие под действием гравитационных сил и силовых факторов, которые описывают полезную нагрузку на систему.

**пространственные приводы, механизм-гексапод, схема, равновесие, уравнения, упрощенная схема, кинематика, статика**

**Вступ.** Просторові системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. Просторові системи приводів включають кілька приводів, з'єднаних кінематичними шарнірними зв'язками. Вони характеризуються просторовим переміщенням окремих приводів. Поширеними є просторові системи приводів типу механізма-гексапода. Просторове переміщення окремого привода складається із поступального руху деякої точки привода (полюса) та сферичного руху привода відносно полюса.

Впровадження просторових систем приводів стримується недостатнім рівнем досліджень та відсутністю досвіду їх застосування. Тому розробка та дослідження просторових систем приводів є актуальним.

Розробка просторової системи приводів являє собою складну науково-технічну проблему. Її основною частиною є реалізація раціонального схемного і конструктивного рішення. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення ефективних сільськогосподарських машин. В літературних джерелах і публікаціях наведено значну кількість досліджень, присвячених розробці та застосуванню просторових систем приводів [1]. Дослідження в основному стосуються визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів [2]. Просторові системи приводів широко використовуються в робототехніці, металообробці та в інших технологічних машинах [3, 4]. Окремі джерела [5] містять інформацію про використання просторових систем приводів у сільськогосподарських машинах. Автори відзначають складність розробки схемних рішень та відсутність елементної бази для реалізації систем приводів.

Досліджень, направлених на розробку схемних рішень, які базуються на побудові раціональної статично визначеної системи в літературних джерелах, не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка раціональних схемних рішень просторової системи приводів на основі врахування статичних навантажень в системах.

**Метою** досліджень, поставлених в даній статті, є розробка аналітичних методів вирішення задач статичної просторової системи приводів на основі механізма-гексапода. Задачами досліджень поставлено аналіз схемних рішень механізма, формулювання раціональних умов рівноваги механізма та побудова спрощеної схеми для аналізу його кінематичних характеристик та розв'язку задач статички.

#### **Виклад основного матеріалу досліджень. Аналіз схемних рішень механізма.**

Просторові системи приводів з паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. Типовою конструкцією є привод з'єднання навісного обладнання з трактором, побудований на основі механізма-гексапода (рис. 1).

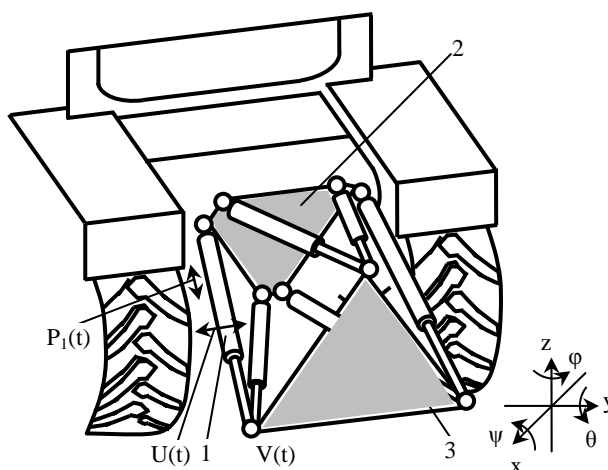


Рисунок 1 - Виконавчий орган просторової системи приводів для з'єднання навісного обладнання з трактором

Обладнання має шість приводів 1, які шарнірно закріплено на основі 2 і зв'язані із виконавчим органом 3. Виконавчий орган служить для закріплення необхідного навісного обладнання. Виконавчий орган переміщується в просторі за допомогою приводів. Виконавчий орган має шість ступенів вільності. В першому наближенні виконавчий орган можна вважати твердим тілом, яке здійснює поступальні переміщення в напрямках вісей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  та поперечно-кутові переміщення у вигляді кутів повороту виконавчого органу  $\psi$ ,  $\theta$ ,  $\phi$ .

Можливі різноманітні схемні рішення просторової системи приводів, які відрізняються видом з'єднання приводів у шарнірах. Основою просторової системи приводів є виконавчий орган. Для забезпечення фіксованого положення виконавчого органу в просторі необхідно фіксувати як мінімум три точки на ньому [6]. При цьому реалізуються різні варіанти схеми механізма-гексапода (рис.2).

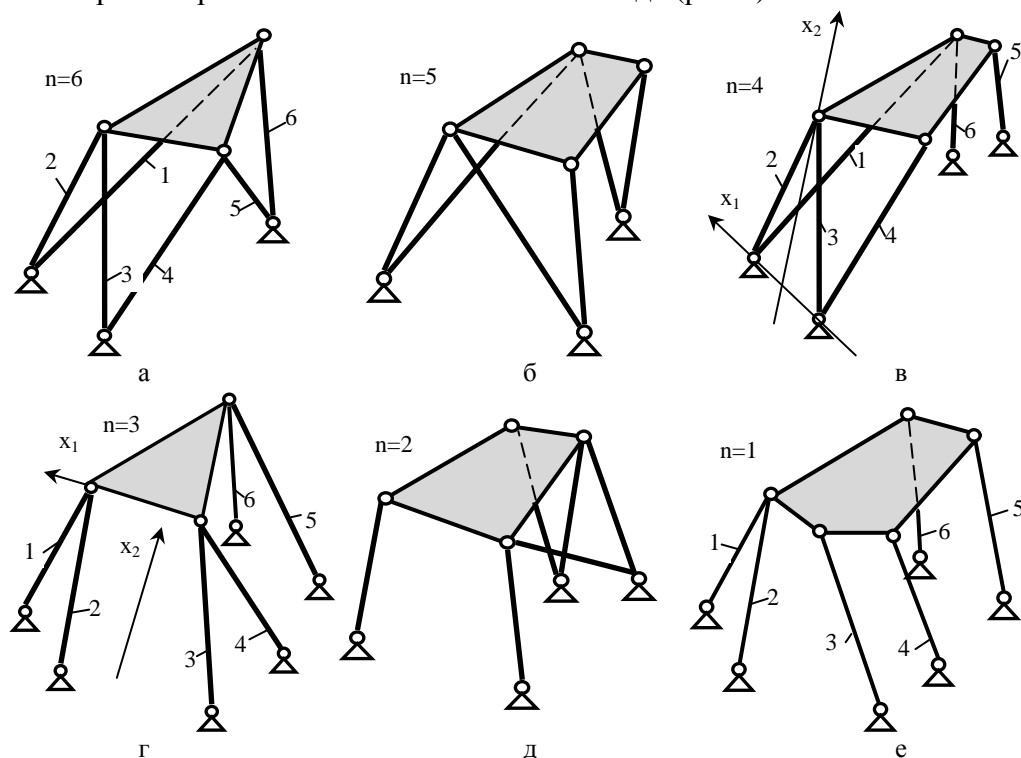


Рисунок 2 – Схеми механізмів-гексаподів з різним числом попарно-суміщених опор (позиції а-е відповідають відповідно  $n=6, 5, 4, 3, 2, 1$  попарно суміщеним опорам)

Механізми гексаподи можуть мати суміщені шарнірні опори штанг.

В залежності від числа суміщених опор  $n$  має місце відповідне схемне рішення механізму. При суміщенні шарнірних опор маємо різні варіанти схемних рішень

Приводи механізму (на рисунку позначено номерами 1-6) з'єднані в суміщених опорах виконавчого органу або в опорах нерухомої основи. Механізми із попарно-суміщеними опорами забезпечують раціональну схемну реалізацію і є перспективними.

Раціональною є схема механізма-гексапода, який має 6 попарно суміщених опор [6]. Три опори розташовані на виконавчому органі, а три знаходяться на нерухомій основі (рис. 2, а).

Просторові системи приводів реалізуються також на основі механізмів із потрійними суміщеними опорами (рис.3).

Наведені на рисунку реалізації механізму мають потрійнні суміщені опори, розміщені на виконавчому органі. Аналогічним є розташування суміщених опор на нерухомій основі.

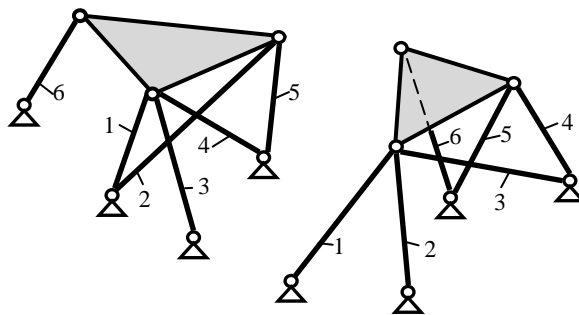


Рисунок 3 – Схеми механізмів гексаподів із потрійними суміщеними шарнірними опорами на виконавчому органі

### Формулювання раціональних умов рівноваги механізму.

Виконавчий орган системи приводів навантажений різномірними силами. Навантаження, які діють на виконавчий орган з боку всіх шести штанг являють собою просторову систему сил. Згідно [7] просторова система сил приводиться до комплексу, який відповідає силі і парі.

При розробці просторової системи приводів перевагу віддають статично визначеним системам. В даних системах реакції в приводах однозначно визначаються навантаженнями, що діють на виконавчий орган [8].

В загальному випадку задача визначення реакцій в приводах є статично-невизначеною.

Задача буде статично визначеною, якщо кількість невідомих не перевищує шість. Розглянемо яка кількість невідомих входить в задачу статички гексапода при різних способах закріплення платформи.

Нерухоме закріплення точки здійснюється за допомогою сферичного шарніра, який забезпечує нерухомість точки закріплення платформи і робить можливим поворот її відносно будь-якої осі, що проходить через дану точку. Реакція нерухомо закріпленої точки невідома ні по величині, ні по напрямку. При цьому в рівняння статичної рівноваги увійдуть три невідомі проекції сил.

Для того щоб зробити нерухомою платформу механізму достатньо закріпити три її точки, що не лежать на одній прямій лінії. Якщо закріплення виконати, наприклад, при допомозі трьох сферичних шарнірів, то у рівняння статички, яке визначає рівновагу платформи, увійдуть дев'ять невідомих проекцій реакцій і задача буде статично невизначеною.

Метод надання нерухомості платформі [7], при використанні якого задача пошуку реакцій опорних закріплень є статично визначеною, полягає в тому, що одна точка тіла стає нерухомою (три невідомі), друга точка стає в направляючий прямолінійний жолоб і може переміщуватись по його напрямку (реакція перпендикулярна до жолоба – дві невідомі), третя точка опирається на гладку поверхню і може по ній ковзати в будь-якому напрямку (реакція перпендикулярна до площини – одна невідома). Такий метод використовується при установці платформ фізичних приладів і геодезичних інструментів. Він забезпечує нерухому установку платформи завжди в одному положенні, а також залишає можливість конструкції вільно розширяться при змінах температури.

Другий метод полягає в закріпленні при допомозі шести стрижнів, що шарнірно прикріплені кінцями на платформі та на нерухомій основі. Таке закріплення може забезпечувати нерухомість платформи при різних навантаженнях на платформу.

Умови рівності нулю головного вектора і головного момента не обов'язково формулювати аналітично в формі рівнянь рівності нулю суми проекцій сил та суми проекцій моментів. Щоб перетворити в нуль вектор достатньо перетворити в нуль його

проекції на деякі три (не обов'язково взаємно перпендикулярні) напрямки, що не лежать в одній площині. Це допускає широкі можливості при виборі вісей проекцій сил і моментів. Вибравши відповідним чином вісі можна максимально спростити вид рівнянь статики в кожній окремій задачі. Вісі слід вибирати так, щоб система шести рівнянь розпадалась на декілька окремих систем, в кожену з яких входила б тільки частина невідомих сил.

Доведено, що у випадку платформи, яка закріплена на шістьох стрижнях, реакції стрижнів визначаються з вирішення трьох систем рівнянь, в кожену з яких входять лише дві невідомі.

Розглянемо механізм-гексапод, який має три суміщені шарнірні опори (рис. 4).

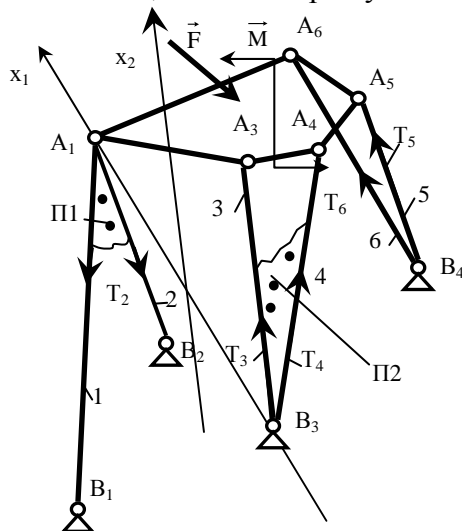


Рисунок 4 – Схема механізму гексапода який має одну суміщену шарнірну опору на платформі та дві суміщені сферичні опори на нерухомій основі

Для визначення зусилля в стрижнях  $T_5$  та  $T_6$  складемо рівняння моментів відносно вісі  $x_1$  яка проходить через загальні точки стрижнів 1, 2, 3, 4

$$M_{1T5} + M_{1T6} + M_{1F} + M_1 = 0,$$

де  $M_{1T5}$  – момент реакції  $T_5$  відносно вісі  $x_1$ ;  $M_{1T6}$  – момент реакції  $T_6$  відносно вісі  $x_1$ ;  $M_{1F}$  – момент відносно вісі  $x_1$  головного вектора сили  $\vec{F}$  що діють на платформу;  $M_1$  – проекція на вісь  $x_1$  головного моменту сил  $\vec{F}$ , що діють на платформу.

Друге рівняння моментів складемо відносно лінії перетину площин П1 та П2. Лінія перетину площин П1 та П2 являє собою вісь  $x_2$ . Рівняння моментів сил відносно даної вісі

$$M_{2T5} + M_{2T6} + M_{2F} + M_2 = 0,$$

де  $M_{2T5}$  – момент реакції  $T_5$  відносно вісі  $x_2$ ;

$M_{2T6}$  – момент реакції  $T_6$ ;

$M_{2F}$  – момент відносно вісі  $x_2$  головного вектора  $\vec{F}$ ;

$M_2$  – проекція на вісь  $x_2$  головного моменту.

Якщо площини П1 та П2 були б паралельними, то друге рівняння необхідно записати у вигляді рівняння проекцій сил на напрям, перпендикулярний площинам П1 та П2. Подібним чином можна написати ще дві системи, кожна з яких складається з двох рівнянь. При цьому буде визначено реакції в стрижнях 1,2 та 3,4.

Одержана система шести рівнянь, кожне з яких включає по дві невідомі, розв'язується попарно. В результаті знаходяться реакції в штангах механізму.

Дана система узагальнюється на випадок механізму-гексапода, штанги якого попарно лежать в трьох площинах П1, П2, П3 (рис. 5).

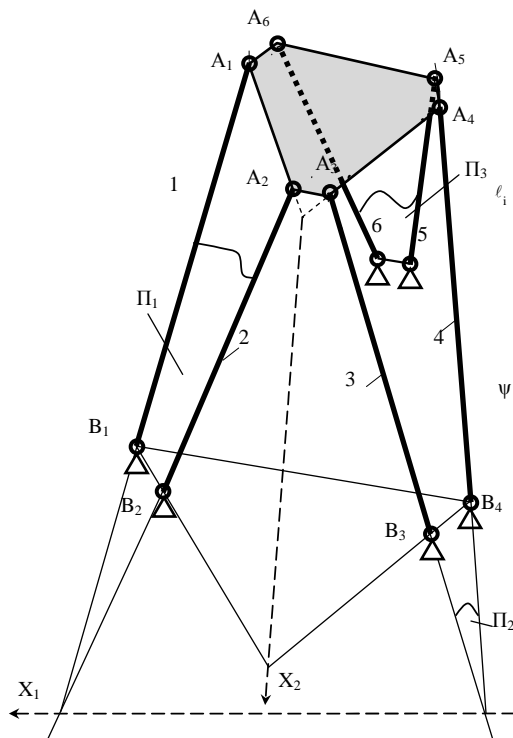


Рисунок 5– Схема механізма-гексапода штанги якого попарно лежать в окремих площинах

Для знаходження реакцій  $T_5$  і  $T_6$  в штангах 5 і 6 необхідно скласти рівняння рівності нулю моментів відносно вісі  $x_1$  та рівняння рівності нулю моментів відносно вісі  $x_2$ .

Вісь  $x_1$  є лінією, на якій лежать точки перетину вісей штанг 1,2,3,4. Вісь  $x_2$  є лінією перетину площин  $\Pi_1$  та  $\Pi_2$ , в яких попарно розташовані штанги (1, 2) та (3, 4).

Розглянута схема механізма може досягатись наближено. Це має місце зокрема в тому випадку коли точки  $(B_1, B_2)$ ,  $(B_3, B_4)$ ,  $(B_5, B_6)$  є попарно близькими одна до одної.

В більш загальному випадку наближена схема досягається при незначних відхиленнях від площинності розташування систем чотирьох точок  $(A_1B_1B_2A_2)$ ,  $(A_3B_3B_4A_4)$ ,  $(A_5B_5B_6A_6)$ .

Розглянутий раніше випадок потребує розв'язку трьох систем рівнянь, кожна з яких включає два рівняння з двома невідомими.

Розглянута методика визначення зусиль в штангах механізма гексапода потребує складних обчислень. Вони пов'язані із визначенням коефіцієнтів в системі рівнянь та подальшим розв'язком систем рівнянь.

Для визначення зусиль в штангах застосовують спрощені схеми механізмів та проводять їх геометричний та силовий аналіз.

#### Спрощена схема механізма-гексапода

В ряді випадків можна суттєвим чином спростити знаходження зусиль в ланках механізму [9]. Це стосується аналізу задачі навантаження механізму – гексапода, який має площину симетрії при дії на нього системи сил яка також симетрична відносно площини симетрії механізму. Даним умовам відповідає механізм гексапод, що має шість суміщених шарнірних опор штанг які симетрично розташовані відносно площин  $ouz$  (рис. 5).

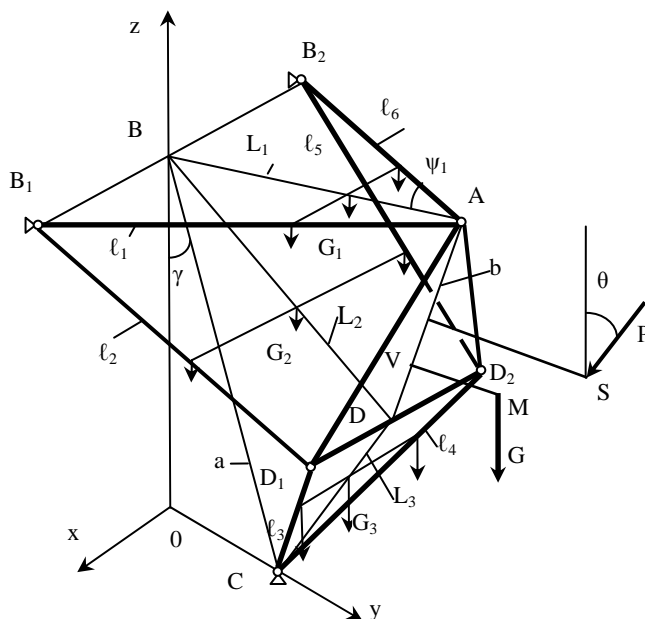


Рисунок 5 – Схема механізма-гексапода, що має шість суміщених шарнірних опор і побудований по симетричній схемі відносно площини  $oxz$

Механізм навантажено системою паралельних сил, які відповідають гравітаційним силам, що діють на платформу і штанги механізму. Сила  $G$  прикладена в центрі мас  $M$  платформи. Сили  $G_1, G_2, G_3$  являють собою приведені до площини симетрії гравітаційні сили, що діють на штанги механізму. Корисне навантаження  $P$  діє в площині симетрії під кутом  $\theta$  до вертикалі.

Плоский перетин механізму має вигляд шарнірного чотирикутника  $ABCD$ . Сторона  $AD$  відповідає платформі механізму маса якої зосереджена в точці  $M$ , а корисне навантаження діє на платформу в точці  $S$ . Сторона  $AB$  чотирикутника, що має довжину  $L_1$ , зв'язана із довжиною штанг  $l_1 = l_6$  співвідношенням

$$L_1 = l_1 \cdot \cos \psi_1, \text{ де } \psi_1 = \arcsin \frac{BB_1}{l_1}. \quad (1)$$

Дане співвідношення (1) також можна записати у вигляді

$$L_1 = \sqrt{l_1^2 - BB_1^2}, \text{ або } l_1 = \sqrt{L_1^2 + BB_1^2}. \quad (2)$$

Аналогічний зв'язок сторони чотирикутника  $CD$  із довжиною штанги  $l_3 = l_4$

$$L_3 = \sqrt{l_3^2 - DD_1^2}, \text{ або } l_3 = \sqrt{L_3^2 + DD_1^2}. \quad (3)$$

Подібним чином встановлено зв'язок діагоналі чотирикутника  $BD = L_2$  із довжиною штанги  $l_2 = l_5$ . Даний зв'язок визначено формулами

$$L_2 = \sqrt{l_2^2 - (BB_1 - DD_1)^2}, \text{ або } l_2 = \sqrt{L_2^2 + (BB_1 - DD_1)^2}. \quad (4)$$

Аналіз статки і кінематики механізма-гексапода, побудованого по симетричній схемі, зводиться до аналізу плоского шарнірного механізму (рис. 6).

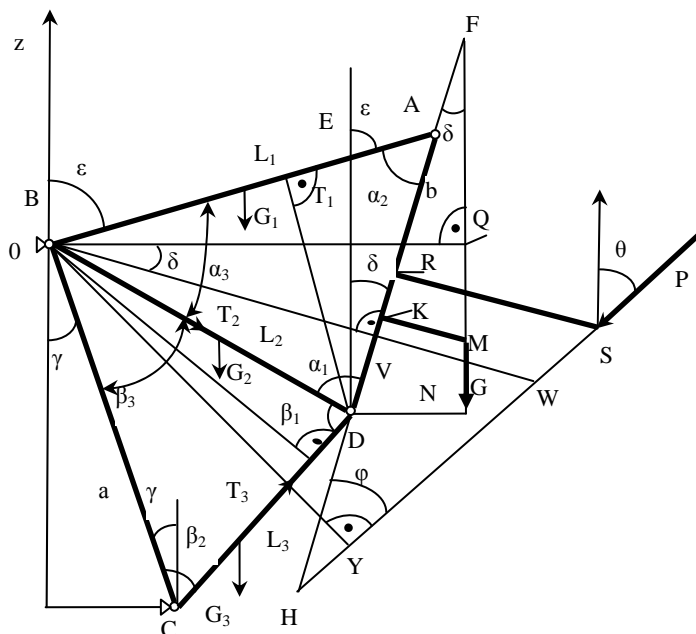


Рисунок 6 – Схема плоского шарнірного механізму який визначає статику і кінематику гексапода, побудованого по симетричній схемі

Для визначення зусиль в штангах змінної довжини складемо умови рівноваги рухомої платформи AD.

Умови рівноваги записані у вигляді рівності нулю суми моментів сил відносно точки В, суми моментів сил відносно точки D та рівності нулю суми проекцій сил на вісь oz. Проведено встановлення геометричних співвідношень.

По відомим сторонам знаходимо кути трикутника ABD:

$$\alpha_2 = \arccos \frac{L_1^2 + b^2 - L_2^2}{2L_1b}, \quad \alpha_3 = \arccos \frac{L_1^2 + L_2^2 - b^2}{2L_1L_2}, \quad \alpha_1 = \arccos \frac{L_2^2 + b^2 - L_1^2}{2L_2b}, \quad (5)$$

де  $L_1, L_2, L_3$  – проекції на площину симетрії штанг механізму визначені формулами (1)-(4);

$b=AD$  – розмір платформи механізму у вигляді відстаней між проекціями шарнірних опор. Куткові розміри трикутників  $\Delta ABD$  та  $\Delta BCD$  визначають конфігурацію і розміри чотирикутника ABCD.

Знаходження куткових розмірів  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  проводяться аналогічно із  $\Delta BCD$ :

$$\beta_1 = \arccos \frac{L_2^2 + L_3^2 - a^2}{2L_2L_3}, \quad \beta_2 = \arccos \frac{a + L_3^2 - L_2^2}{2aL_3}, \quad \beta_3 = \arccos \frac{a + L_2^2 - L_3^2}{2aL_2}, \quad (6)$$

де  $a=BC$  відстань між проекціями шарнірних опор механізму, встановлених на нерухомій основі.

Із геометричних співвідношень визначається кут:

$$\varepsilon = 180^\circ - \gamma - \alpha_3 - \beta_3,$$

де  $\gamma$  – кут між площиною розташування шарнірів нерухомої основи та вертикальною площиною, що включає вісь z.

Із  $\Delta AED$  визначимо кут  $\delta$  нахилу рухомої платформи AD відносно вертикалі:

$$\delta = 180^\circ - \alpha_2 - (180^\circ - \varepsilon) = \varepsilon - \alpha_2.$$

Визначимо плече дії гравітаційної сили G. Вона прикладена в центрі мас платформи M.

Із  $\Delta FKM$  знайдемо сторону:

$$FK = KM \cdot \text{ctg} \delta = h_g \cdot \text{ctg} \delta, \quad KM = h_g.$$

Із  $\Delta FDN$  знайдемо катет:

$$DN=(FK+DK)\sin\delta=(h_g \operatorname{ctg}\delta+DK)\sin\delta.$$

Визначимо плече дії сили  $G$  відносно точки  $B$ :

$$BQ=L_2\cdot\sin(\alpha_1-\delta)+DN.$$

Визначимо плече дії сили  $P$  відносно точки  $B$ . Розглянемо  $\Delta RSH$ . Кут  $\varphi=\theta-\delta$ .

Катет даного трикутника:

$$RH=RS\cdot\operatorname{ctg}\varphi=h_p\cdot\operatorname{ctg}\varphi, RS=h_p.$$

Із  $\Delta BDV$  знайдемо його сторони:

$$DV=L_2\cos\alpha_1, BV=L_2\sin\alpha_1.$$

Для  $\Delta HVW$  визначимо сторони:

$$HV=RH-DR+DV=h_p\operatorname{ctg}\varphi-b_2+L_2\cos\alpha_1, DR=b_2$$

Катет даного трикутника:

$$VW=HV\cdot\operatorname{tg}\varphi.$$

Для  $\Delta BYW$  знайдемо гіпотезу у вигляді суми двох відрізків:

$$BW=VW+BV.$$

Визначимо плече сили  $P$  відносно точки  $B$ :

$$BY=BW\cdot\cos\varphi.$$

Визначимо плечі дії гравітаційних сил, відповідних масам штанг. Плече сили  $G_3$  відносно точки  $B$  визначається залежністю:

$$R_{G3}=a\cdot\sin\gamma+L_{g3}\cdot\sin(\beta_2-\gamma).$$

Плече сили  $G_2$  відносно точки  $B$  розраховується по формулі:

$$R_{G2}=L_{g2}\cdot\sin(\beta_3+\gamma).$$

Плече сили  $G_1$  відносно точки  $B$  знаходимо згідно залежності:

$$R_{G1}=L_{g1}\cdot\sin\epsilon.$$

На основі вищенаведених залежностей встановлюються геометричні співвідношення в механізмі. Зокрема визначаються зміни положення платформи при зміні довжини штанг. Положення платформи характеризується декартовими координатами полюса  $X_m$  та  $Y_m$  та кутом  $\delta$ . В якості полюса прийнято центр мас платформи (точка  $M$  на рис. 6).

Положення центра мас визначається із геометричних співвідношень (див.рис. 6) і складає:

$$X_m=BQ, Y_m=L_2(\cos\beta_3+\gamma)+Dg\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\delta}-\frac{1}{\sin\delta}\right)DN. \quad (7)$$

Одержані геометричні співвідношення (5)-(7) дають можливість визначити взаємозалежність геометричних параметрів механізму.

#### Кінематика механізму-гексапода

Положення платформи змінюється в залежності від зміни довжини штанг. Розглянуто зміни положення платформи при змінах довжини штанг. Розрахунки проведені для механізму з наступними геометричними розмірами:

$$L_1=L_{1H}=0.8\text{м}, L_2=L_{2H}=0.7\text{м}, L_3=L_{3H}=0.5\text{м}, a=0.8\text{м}, b=0.6\text{м}, \\ \gamma=20^\circ, h_g=0.18\text{м}, D_g=0.2\text{м}, h_p=0.4\text{м}, D_p=0.3\text{м}.$$

Розрахункові кутові положення платформи при зміні довжини окремої штанги являють собою монотонні криві (рис. 7).

Із аналізу кривих випливає, що з високим ступенем точності їх можна описати лінійними залежностями (зображені у вигляді ліній 1, 2, 3). Дані лінійні залежності мають місце в околиці точок  $N_1, N_2, N_3$ , що визначають номінальне положення механізму. Розрахункові положення центра мас платформи при зміні довжини штанг визначаються нелінійними залежностями (рис. 8).

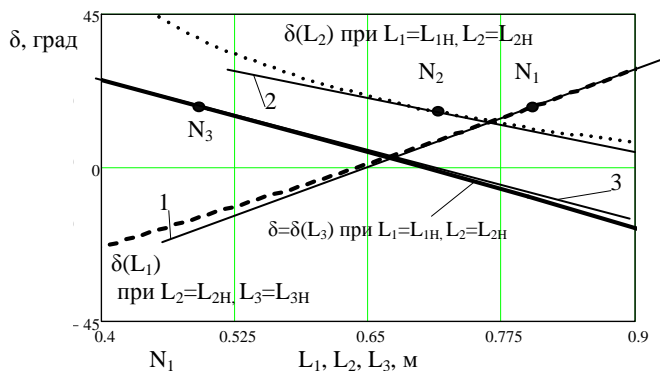
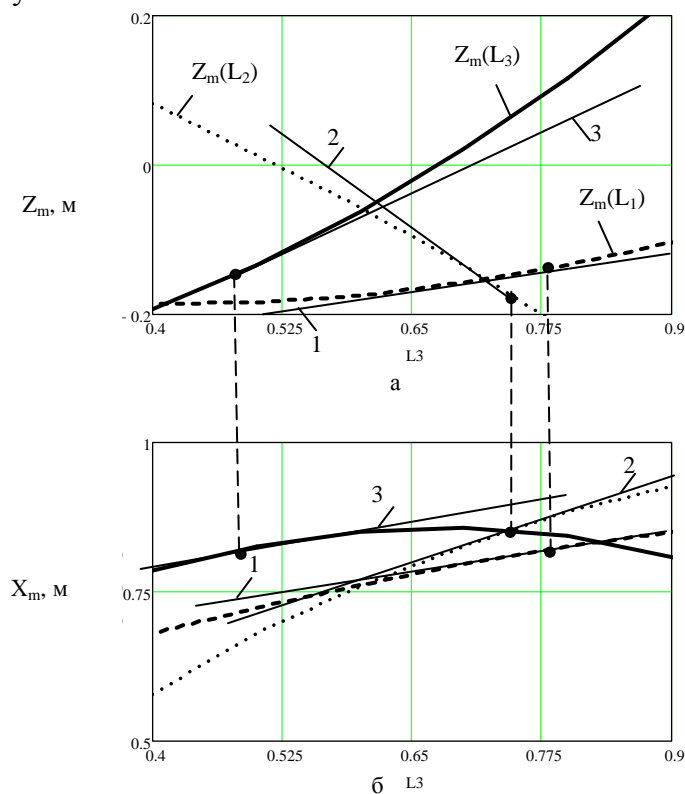


Рисунок 7 – Залежність кутового положення платформи від зміни L-координат механізму

Залежності переміщення центра мас від зміни довжини штанг суттєво відрізняються від лінійних залежностей (лінії 1, 2, 3). Для спрощеного аналітичного опису переміщення центра мас доцільно використати поліноміальні залежності у вигляді поліномів другого степеня (парабол) виду:

$$X_m(L) = X_{mo} + a_x(L - L_H) + b_x(L - L_H)^2, Y_m(L) = Y_{mo} + a_y(L - L_H) + b_y(L - L_H)^2, \quad (8)$$

де коефіцієнти парабол  $a_x$ ,  $b_x$ ,  $a_y$ ,  $b_y$ , вибираються із умови найкращого наближення парабол до розрахункової на ЕОМ залежності.



а – вертикальне переміщення полюса; б – горизонтальне переміщення полюса

Рисунок 8 – Залежність положення центра мас платформи від зміни довжини штанг

Наведені вище розрахункові переміщення полюса платформи в просторі подані у вигляді графіків траєкторій переміщення полюса при окремій зміні кожної з L координат. Зокрема при зміні довжини штанги  $L_3$  від 0 до 1м траєкторія переміщення центра мас платформи має характерний дугоподібний вигляд (рис.9).

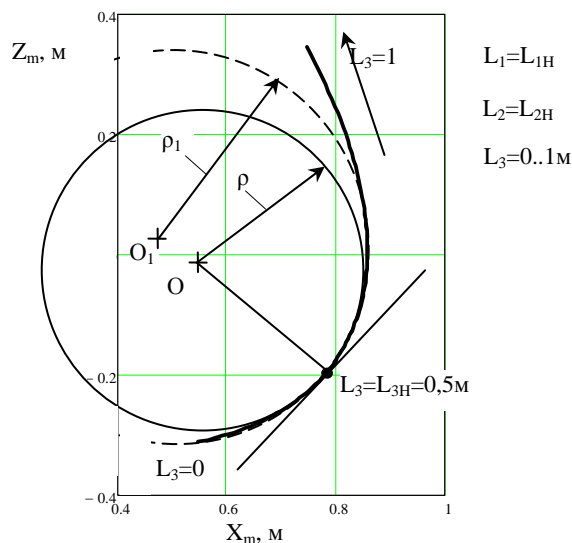


Рисунок 9 – Траєкторія переміщення центра мас платформи при зміні довжини третьої штанги в діапазоні  $L_3=0..1\text{м}$

Одержана траєкторія є елементарним рухом характерної точки (полюса) платформи (центра мас). Два інших елементарних рухи визначаються при зміні довжини інших (першої і другої) штанг механізму. Елементарний рух в даному випадку (див.рис. 9) достатньо точно відповідає коловій траєкторії. На різних ділянках кривизни  $\rho$  та центри кривизни  $O$  дещо відрізняються між собою. Зміни радіуса є незначними і не перевищують 10%. Елементарний рух платформи, спричинений зміною довжини однієї із штанг, залежить від постійно встановлених розмірів двох інших штанг. Зміна постійно встановлених розмірів приводить до певних змін елементарних рухів (рис. 10).

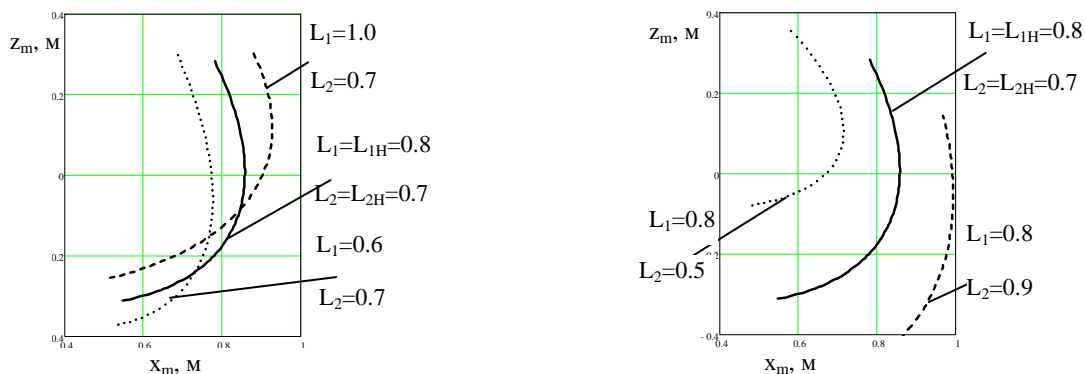


Рисунок 10 – Елементарні рухи платформи, спричинені зміною довжини штанги  $L_3$  при різних простійних значеннях довжини інших двох штанг  $L_1=\text{const}$ ,  $L_2=\text{const}$

Вибором початкової довжини двох штанг можна досягти необхідної форми траєкторії центра мас платформи. Всього має місце три типи елементарних рухів полюса платформи (рис. 11).

Як видно із аналізу графіків – елементарні рухи характеризуються траєкторіями параболічного виду й мають знакостійну кривизну і змінний незначним чином радіус кривизни. Набір елементарних переміщень центра мас платформи залежить від вибраних початкових розмірів штанг. При цьому змінюється форма і розташування кривих (рис.12).

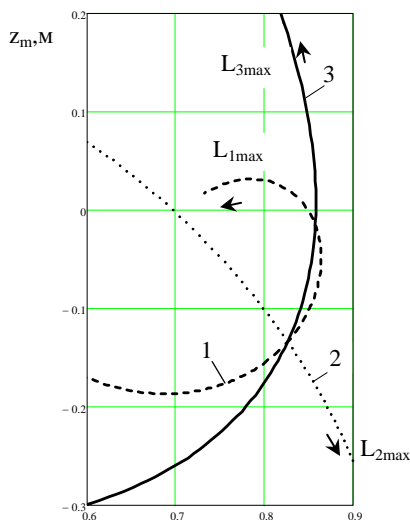


Рисунок 11 – Елементарні переміщення платформи, відповідні змінам третьої штанги  $L_3$  (крива 3), другої  $L_2$  (крива 2) та першої  $L_1$  (крива 1)

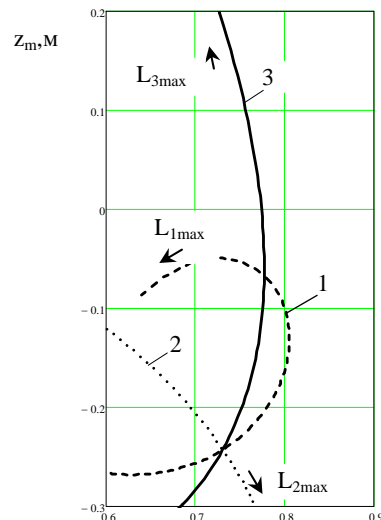


Рисунок 12 – Характерні форми елементарних переміщень центра мас платформи, які відповідають різним значенням фіксованих довжин штанг

### Статика механізма-гексапода

Статичне навантаження механізму зовнішньою силою  $P$  і гравітаційними силами приводить до виникнення відповідних навантажень в штангах механізму. Вони визначаються із умов статичної рівноваги платформи як плоскої системи сил.

Одержані раніше геометричні параметри дають можливість скласти умови статичної рівноваги рухомої платформи механізму.

Перше рівняння рівноваги являє собою суму моментів сил відносно точки  $B$  (див.рис. 6).

$$T_3 \cdot L_2 \cdot \sin \beta_1 = P \cdot BY + G \cdot BQ + G_1 \cdot R_{G1} + G_2 \cdot R_{G2} + G_3 \cdot R_{G3}, \quad (9)$$

де  $T_3$  – невідома реакція опор на лінії  $CD$ .

Із даного рівняння (9) знайдемо:

$$T_3 = \frac{P \cdot BY + G \cdot BQ + G_1 \cdot R_{G1} + G_2 \cdot R_{G2} + G_3 \cdot R_{G3}}{L_2 \cdot \sin \beta_1}. \quad (10)$$

Друге рівняння рівноваги включає суму моментів сил відносно точки  $D$ :

$$T_1 \cdot b \sin \alpha_2 = G \cdot DN + P \cdot (RH - b_2) \sin \varphi - G_1 [L_2 \sin(\beta_3 + \gamma) - L_{1g} \sin \varepsilon] - G_2 (L_2 - L_{2g}) \sin(\beta_3 + \gamma) - G_3 (L_3 - L_{3g}) \sin(\beta_2 - \gamma).$$

Звідси знаходиться невідома реакція опор на лінії  $AB$ :

$$T_1 = (G \cdot DN + P \cdot (RH - b_2) \sin \varphi - G_1 [L_2 \sin(\beta_3 + \gamma) - L_{1g} \sin \varepsilon] - G_2 (L_2 - L_{2g}) \sin(\beta_3 + \gamma) - G_3 (L_3 - L_{3g}) \sin(\beta_2 - \gamma)) / (b \sin \alpha_2). \quad (11)$$

Третє рівняння рівноваги являє собою умову рівності нулю суми проєкцій сил на вісь  $z$ .

Сума проєкцій сил на вісь  $z$ :

$$-T_1 \cos \varepsilon - T_2 \cos(\beta_3 + \gamma) + T_3 \cos(\beta_2 - \gamma) = G + G_1 + G_2 + G_3 + P \cos \theta. \quad (12)$$

З рівняння (12) знаходимо:

$$T_2 = \frac{G + G_1 + G_2 + G_3 + P \cos \theta - T_1 \cos \varepsilon + T_3 \cos(\beta_2 - \gamma)}{\cos(\beta_3 + \gamma)}. \quad (13)$$

Одержані залежності (10), (11), (13) послужили основою для розрахунків зусиль в штангах при зміні параметрів механізму.

Одним із характерних параметрів є зміна напрямку дії навантаження. При зміні напрямку дії сили зусилля в штангах змінюється по законам, близьких до гармонічних (рис. 13).

Зміна напрямку навантаження приводить до суттєвих змін навантажень в штангах. Наведені графіки дають можливість вибрати раціональні діапазони напрямку дії корисного навантаження. Зокрема в діапазоні напрямків  $0 \leq \Theta \leq \Theta_1$  та  $\Theta_2 \leq \Theta \leq 2\pi$  штанги механізму мають постійне додатне (розтягуюче) навантаження. В діапазоні кутів  $\Theta_3 \leq \Theta \leq \Theta_4$  штанги мають знакопостійні навантаження. При цьому в штангах 1 і 3 мають місце стискаючі зусилля, а в штанзі 2 розтягуюче.

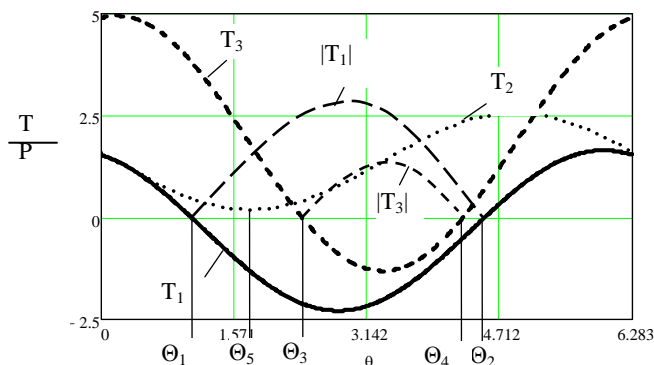


Рисунок 13 – Зміни зусиль в штангах механізму в залежності від змін напрямку дії навантаження на платформу

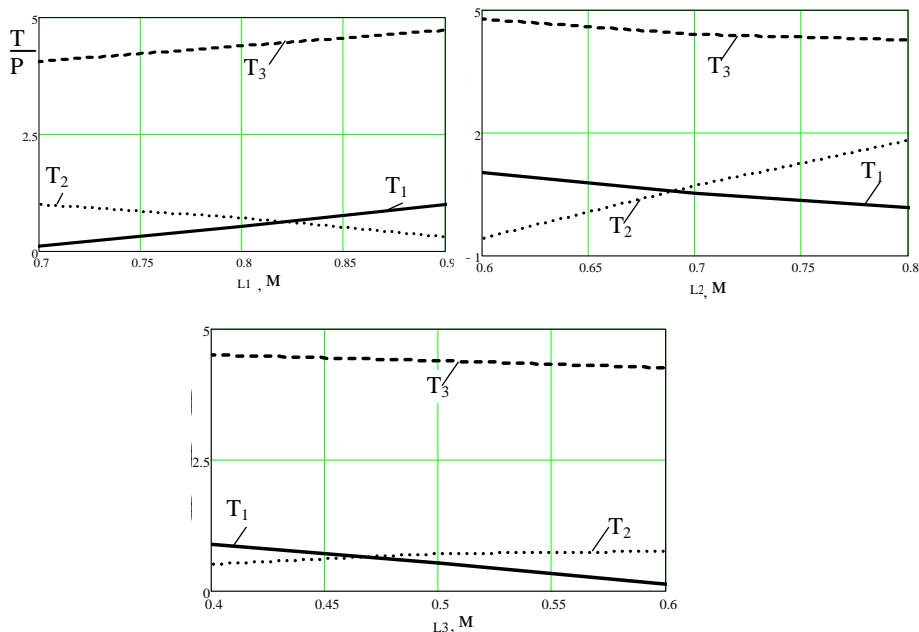


Рисунок 14 – Зміни зусиль в штангах обумовлені зміною довжини штанг

Найменші зусилля в штангах мають місце при певних кутах і визначаються окремо для кожної із штанг. При напрямках дії сили з кутами  $\Theta_1, \Theta_2$  зусилля в штанзі 1 близьке до нульового. Аналогічно, близькими до нуля є зусилля в штанзі 3 при кутах дії сил  $\Theta_3, \Theta_4$ . Найменшим при кутах  $\Theta_5$  є зусилля в штанзі 2. Кут  $\Theta \approx \Theta_5$  забезпечує мінімум найбільшого навантаження у всіх штангах.

При зміні довжин штанг змінюється і навантаження в них. Як правило, навантаження залежить від довжин штанг і змінюється згідно законів, близьких до лінійних (рис.14).

**Висновки.** 1. Показано, що просторова система приводів типу механізма-гексапода в загальному випадку є статично невизначеною. Встановлення статичної визначеності доцільно здійснити на основі аналізу рівнянь, одержаних в результаті реалізації запропонованих умов рівноваги. Система 6-ти приводів, яка має 3 суміщені шарнірні опори є статично визначеною.

2. Для розв'язку задачі статики рекомендується умови рівноваги формулювати у вигляді рівності нулю суми моментів сил відносно вісей, які проходять через характерні точки системи. При цьому статика механізму описується трьома системами пар рівнянь з двома невідомими кожна.

3. Спрощення розв'язку задачі статики просторової системи приводів досягається шляхом застосування еквівалентного плоского механізму, який знаходиться в площині симетрії механізма-гексапода.

4. Зміни положення центра мас системи приводів нелінійним чином залежать від довжини окремих приводів. При цьому в певних діапазонах зміни довжини приводів зусилля в них змінюється по законам, близьким до лінійних.

5. Як напрямок подальших досліджень рекомендується провести оптимізацію конфігурації просторової системи приводів на основі розроблених спрощених схем.

## Список літератури

1. Новіков М. Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результативного дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // *Машинознавство*. – Львів: ТЗОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.
2. Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики работа-станка параллельной структуры. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с. ISBN 978-5-9221-1296-3.
3. Сяньвень Кун, Клемент Госселин Структурный синтез параллельных механизмов. – М.: Физматлит, 2012. – 276 с. – ISBN 978-5-9221-1396-0.
4. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработывающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. ред. В.Л. Афолина. – М.: Изд-во МГТУ Станкин, Янус. –2006. – 452 с.
5. Спыну Г.А., Юмашев В.Е. Робототехника: Монографія. – Житомир: ЖДТУ, 2007. - 332 с.
6. Струтинський С.В., Гуржій А.А. Просторові системи приводів: Монографія – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.
7. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т II Динамика. – 6-е изд. – М: Наука, 1983. – 640с.
8. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. – К.: Техніка, 2002. – 512 с. – ISBN 966-575-184-0.
9. Pham H.H., Yeh H.C., and Chen I-M. Micromanipulation system design based on selective actuation mechanisms // *The International Journal of Robotics Research*. 2006. 25(1). P. 171-186.

### **Sergey Strutinsky, Oleg Jahno**

*National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine*

#### **Statically defined spatial system drives type mechanism hexapod**

The characteristic design of a spatial system drives as mechanism-gexapod used to establish tractor attachments. The analysis of possible circuit design mechanisms that differ different number of combined hinge supports. Formulated rational conditions of static equilibrium mechanism. It is shown that in general the problem of static spatial drive systems are statically indeterminate. Among the mechanisms that have six units of variable length has a group of statically-defined. They are the basis for a rational space of drives.

A special static-equilibrium conditions defined system as the sum of the moments of forces with respect to some axis that runs through the feature points of the mechanism. It is shown that statically defined mechanism is rational equilibrium conditions in three systems of equations with two unknowns each. Rational equilibrium conditions greatly simplify the solution of problems of statics. This is especially true mechanisms to position close to singular.

Static solution of the problem in general terms, is time consuming. Therefore, the proposed simplified calculation schemes that allow a general way to solve the problem of static spatial system drives. A simplified

scheme is bringing spatial mechanism to flat. A simplified scheme is built for mechanisms to the plane of symmetry and load that acts in this plane. By the simplified scheme given approximately mechanisms arbitrary configuration. The analysis of the geometry and kinematics of the mechanism for its simplified scheme. Using the simplified scheme investigated static spatial system drive-type mechanism gexapod. Determined efforts to link mechanism arising under the influence of gravitational forces and security factors that determine the payload on the system. Useful load is presented in the form of power and steam action plane coincides with the plane of symmetry mechanism. For specific implementation mechanism set changes its geometric and force parameters that occur when you change the length of the drive. Determined how the position of individual components of the system and its center of mass. The effect of changing the length of each of the parts of the path of movement of the center of mass. This effect is nonlinear and depends on the initial configuration mechanism. The regularities of the so-called system of elementary movements, which are caused by changes in the length of each drive. Showing the effect of changing the sign payload efforts in some occasions. The conditions of linear dependence effort in the drive from the system parameters. Based on this set ranges rational moves some occasions.

**spatial actuators, mechanism-gexapod scheme, balance the equation, simplified, kinematics, statics.**

Одержано 22.10.14

**УДК 621.891:631**

**В.В. Аулін, проф., канд. фіз.-мат. наук, С.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

**А.П. Білик, доц., канд. техн. наук**  
*Хмельницький національний університет*

## **Трибофізичне та фізико-технологічне обґрунтування комбінованого функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування деталей і робочих органів СГТ**

Дано трибофізичне обґрунтування механізму зниження інтенсивності різних видів тертя та зношування деталей і робочих органів сільськогосподарської техніки (СГТ) зміною адгезійних і підвищенням міцнісних властивостей зміцнених та модифікованих шарів з використанням впливу на матеріали лазерного випромінювання (ЛВ). При цьому враховано багатофакторність впливу ЛВ, закономірності формування структурно-фазових станів поверхневих шарів, міжфазних напружень та стимулювання утворення дислокацій та дефектів впакування, підвищення їх щільності та пересичення дефектами міжкристалітних областей, роль мало- і великокутових границь в структуроутвореннях, подрібнення зерен карбідів, оксидів та боридів, збільшення ступеню розчинності легувальних елементів. Виявлено, що механізм зміцнення і модифікування поверхневих структур у полі лазерного випромінювання визначається особливостями фізичних властивостей окремих фазових складових та характером міжфазних взаємодій.

Показано, що розв'язання проблеми підвищення зносостійкості деталей і робочих органів СГТ при використанні ЛВ базується на встановленні зв'язків між рівнями його енергетичного впливу та умовами трибомеханічного навантаження в процесі експлуатації. Сформульовано принципи фізико-технологічного обґрунтування функціонально-спрямованого зміцнення та розробки схеми комбінованого зміцнювального впливу на робочі поверхні деталі (робочого органу) СГТ. Для функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування розроблені технології та технологічні схеми їх реалізації з використанням ЛВ. Запропонована технологія виготовлення деталей і робочих органів лазерним різанням. Наведені технологічні схеми та результати, що підтверджують ефективність розробленої технології та їх обґрунтування.

© В.В. Аулін, С.В. Лисенко, А.П. Білик, 2014

**триботехнічне та фізико-технологічне обґрунтування, лазерне випромінювання, зміцнення, модифікування, функціонально-спрямоване зміцнення, лазерне різання, знос, самоорганізація**

**В.В. Аулин, проф., канд. физ.-мат. наук, С.В. Лысенко, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**А.П. Билык, доц., канд. техн. наук**

*Хмельницкий национальный университет*

**Трибофизическое и физико-технологическое обоснование комбинированного функционально-направленного упрочнения и модифицирования деталей и рабочих органов СХТ**

Дано трибофизическое обоснование механизма снижения интенсивности различных видов трения и износа деталей и рабочих органов сельскохозяйственной техники (СХТ) изменением адгезионных и повышением прочностных свойств упрочненных и модифицированных слоев с использованием воздействия на материалы лазерного излучения (ЛИ). При этом учтена многофакторность воздействия ЛИ, закономерности формирования структурно-фазовых состояний поверхностных слоев, межфазных напряжений и стимулирование создания дислокаций и дефектов упаковки, повышения их плотности и насыщения дефектами межкристаллитных областей, роль мало- и большеугловых границ в структурообразовании, измельчения зерен карбидов, оксидов и боридов, увеличение степени растворимости легирующих элементов. Обнаружено, что механизм упрочнения и модифицирования поверхностных структур в поле ЛИ определяется особенностями физических свойств отдельных фазовых составляющих и характером межфазных взаимодействий.

Показано, что решение проблемы повышения износостойкости деталей и рабочих органов СХТ при использовании ЛИ базируется на установлении связей между уровнями его энергетического воздействия и условиями трибомеханического нагружения в процессе эксплуатации. Сформулированы принципы физико-технологического обоснования функционально-направленного упрочнения и разработаны схемы комбинированного упрочняющего воздействия на рабочие поверхности детали (рабочего органа) СХТ. Для функционально-направленного упрочнения и модификации разработаны технологии и технологические схемы их реализации с использованием ЛИ. Предложена технология изготовления деталей и рабочих органов лазерным резанием. Приведены технологические схемы и результаты, подтверждающие эффективность разработанной технологии, дано их обоснование.

**триботехнічне та фізико-технологічне обоснование, лазерное излучение, упрочнение, модифицирование, функционально-направленное упрочнение, лазерная резка, износ, самоорганизация**

**Постановка проблеми.** Уникнути або звести до мінімуму імовірність відмов деталей та спряжень, відхилення від виконання якісного технологічного процесу робочих органів (РО) сільськогосподарської техніки (СГТ) можливо на основі розробки і застосування комбінованих ефективних методів нанесення покриттів, модифікуванням складу, структури і властивостей матеріалів їх поверхневих шарів при розумному поєднанні положень трибофізики та фізико-технологічного обґрунтування вибору і раціонального використання технологій зміцнення та модифікування [1, 2].

Процеси і стани в матеріалах деталей і РО, як елементах триботехнічних систем (ТТС) СГТ, що є об'єктом трибофізики, мають ряд особливостей: розглядається їх взаємодія, розвиток комплексу характеристик та властивостей в умовах зовнішньої впливу речовини і енергії, фізичних і різноманітних перетворень (деформаційних, теплових, електричних, світлових, дифузійних, хімічних, структурно-фазових і т.п.), включаючи появу і еволюцію дефектів в поверхневих шарах матеріалів на всіх рівнях аж до їх руйнування та трансформацій характеристик і властивостей, прилеглих до них шарів робочих (технологічних) середовищ.

Характерним для сучасного етапу трибофізики є комплексний підхід до вивчення і пізнання механізмів процесів, що протікають на поверхні і в поверхневому шарі взаємодіючих елементів ТТС, тобто між трибоелементами (ТЕ), ТЕ і робочими (технологічними) середовищами, застосування високоефективних фізичних, хімічних і математичних методів досліджень, побудови фізичних та математичних моделей, обробки і аналізу бази даних з використанням пакетів прикладних програм на ПК [3,4].

При розробці і оптимізації методів зміцнення і модифікування елементів ТТС перш за все вирішуються два основні завдання: вплив технологічних методів на характер

розвитку і протікання процесів та еволюції станів ТТС, їх зв'язку з триботехнічними характеристиками та проведення фізико-технологічного обґрунтування. Зазначене дає можливість отримати необхідний комплекс характеристик і властивостей поверхонь тертя елементів ТТС та реалізувати процеси і стани самоорганізації в матеріалах ТЕ, робочих (технологічних) середовищах і здійснити автоматичне та синергетичне керування ТТС СГТ [5].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблема підвищення зносостійкості та надійності деталей і РО СГТ в умовах їх вибіркового зношування може бути вирішена шляхом комбінованого зміцнення і модифікування їх робочих поверхонь з використанням лазерного випромінювання (ЛВ). Перспективність його застосування, як часткового випадку концентрованих потоків енергії (КПЕ), наголошується в роботах А.С. Верещаки, С.Н. Григор'єва та В.П. Табакова [6-8], М.І. Черновола [9] та ін.

В поверхневих шарах матеріалів деталей при цьому реалізуються нерівноважні процеси і стани, формуються нові сполуки, екстремальні розподіли легуючих елементів і дефектів [10-11], які дають можливість отримувати поверхневі композити, багатошарові покриття, формуються вторинні структури (ВС), гарантуються необхідні функціональні властивості поверхні і поверхневих шарів (зносостійкість, антифрикційність, несуча здатність, опір проти втоми) і суттєво підвищуються експлуатаційні характеристики. Технології зміцнення з використанням ЛВ є екологічно чистими та економічно ефективними, легко автоматизуються. Дозуючі теплові навантаження регулюються потужністю і тривалістю ЛВ, забезпечуючи практично будь-який температурний режим [11]. ЛВ дозволяють змінювати фізико-механічні властивості матеріалів деталей внаслідок модифікації структури їх поверхневих шарів [12] та отримати якісно нові властивості цих шарів, які не досягаються іншими методами зміцнення і модифікування. Виявлені закономірності формування нерівноважних структур і текстур поверхонь робочих деталей під впливом потоків ЛВ густиною  $q = 10^8 \dots 10^{11}$  Вт/м<sup>2</sup> можна використати для розробки трибофізичних та фізико-технологічних основ зміцнення і цілеспрямованої зміни комплексу властивостей поверхні деталей і РО СГТ модифікуванням ЛВ. При цьому основними технологічними параметрами ЛВ є: довжина хвилі випромінювання, густина потужності, тривалість взаємодії випромінювання зі зміцнюваною поверхнею, її поглинаюча здатність, а характеристиками модифікованого зміцненого шару є: мікроструктура, твердість, глибина, ширина, форма зони термічного впливу та комплекс експлуатаційних властивостей.

Разом з тим є потреба в трибофізичному і фізико-технологічному обґрунтуванні процесів і станів поверхневих шарів матеріалів деталей і РО СГТ при комбінованому функціонально-спрямованому їх зміцненні і модифікуванні.

**Мета даної роботи** є трибофізичне та фізико-технологічне обґрунтування вибору ефективних методів комбінованого функціонально-спрямованого зміцнення і модифікування робочих поверхонь деталей і РО та розробка технологічних схем їх реалізації.

**Виклад основного матеріалу.** З трибофізичної точки зору зниження інтенсивності різних видів тертя та зношування деталей і РО СГТ може бути забезпечене шляхом керування інтенсивністю вказаних процесів за допомогою зміни адгезійних і підвищення міцнісних властивостей зміцнених та модифікованих поверхневих шарів, утворенням локальних областей твердих розчинів та зносостійких сполук, впровадження атомів легуючих елементів в поверхневий шар з розподілом їх концентрації, що характерна для нерівноважних процесів і станів [13].

При цьому ефективність комбінованого зміцнення і модифікування досягається активізацією адгезійних і дифузійних процесів, що обумовлює зменшення зони вторинних деформацій, виникнення вторинних структур (ВС) й підвищення опору адгезійно-втомленому зносу. За фізичною суттю механізми зміцнення і модифікування

деталей і РО СГТ можна поділити на групи:

- перенос речовини від деякого джерела до очищеної робочої поверхні;
- перенос енергії від джерела до поверхні, яка в результаті наступного локального енергетичного впливу набуває нових характеристик та властивостей;
- використання джерела речовини, частинки якої нагріваються і розганяються до високої енергії та впроваджуються або прилипають до робочої поверхні, формуючи на ній шар нового покриття, або комбінацію декількох покриттів;
- перенос енергії та речовини до робочої поверхні, на якій попередньо сформовано шар покриття та ін.

В процесі вторинного припрацювання поверхні тертя, підлеглого комбінованому зміцненню та модифікуванню, утворюється оптимальний мікрорельєф (рівноважна шорсткість), обумовлений реальними умовами експлуатації. Різка нерівноважність (через адгезію) процесу утворення зміцненого шару, у відповідності з принципом самоорганізації, сприяє утворенню більш впорядкованих структур, ніж вихідні ВС.

Багатофакторність впливу ЛВ, поряд із структурними особливостями, надзвичайно ускладнює вивчення закономірностей формування поверхневих структурно-фазових станів поверхневих шарів. Встановлено, що високоенергетичний вплив на конструкційні матеріали змінює як мікроструктуру, так і субструктуру окремих фазових складових [14]. Згідно даним рентгеноструктурного аналізу матеріалів під дією ЛВ виявляється зростання концентрації дефектів кристалічної будови зміцнювальних сполук, таких як карбідів, оксидів, боридів. При цьому  $\alpha$ -Fe фази підлягає подрібненню блоків мозаїки, збільшується мікроспотворення кристалічної ґратки, формується розвинута дислокаційна структура, збільшується концентрація дефектів упакування. Крім того відбувається підсилення ліній гексагональної модифікації заліза. При максимальних густинах потужності ЛВ рефлексії від Fe – фази зникають, що, можливо, пов'язано з розупорядкуванням структури до рівня метастабільної аморфітизації. Залежність параметрів субструктури фазових складових поверхневого шару носить екстремальний характер.

Високі температури в зоні ЛВ сприяють значному збільшенню міжфазних напружень, стимулюють утворення лінійних (дислокацій) та двомірних (дефектів упакування) порушень структури [15]. Найбільш ймовірно це відбувається за механізмом зсуву і ковзання атомних ланцюжків і площин фаз в умовах всебічного стиску. В якості додаткового механізму генерації дефектів можна розглядати хаотичне розупорядкування кристалічної ґратки зміцнювальних фаз за рахунок теплових ефектів розупорядкування, атомного змішування і розсіювання пружних хвиль на вузлах ґратки з наступною релаксацією надвисоких концентрацій точкових дефектів [16] в процесі тертя і зношування.

Визначено істотну роль мало- і великокутових границь в процесах структуроутворення при високоенергетичному впливі [16], що пояснюється мікроструктурними змінами в поверхневих шарах при ЛВ. Зі збільшенням густини потужності ЛВ спостерігається значне подрібнення зерен карбідів, оксидів та боридів, а також втрата їхньої первісної форми. Неоднорідність стиску цих сполук з боку заліза сприяє деформації їх зерен по пересиченим дефектами міжкристалічним областям при одночасному інтенсивному їх розчиненні в рідкому залізі до нерівноважних концентрацій. Збільшення ступеня розчинності додаткових елементів в залізі сприяють високі швидкості процесів [13].

Охолодження розплаву після завершення ЛВ викликає випадання дрібнодисперсних виділень в місцях найбільш структурних неоднорідностей фаз і надвисоких концентрацій легуючих елементів в залізі, переважно вздовж границь поділу фаз, про що свідчать електронно-мікроскопічні дослідження поверхні [16]. Структурні зміни, що виникають в зазначених фазах, можна охарактеризувати як результат високошвидкісної, динамічної рекристалізації в умовах всебічного стиску з боку заліза при наявності градієнта розподілу термомеханічних напружень по глибині від опроміненої поверхні. З цієї позиції еволюцію

дефектної структури карбідів, оксидів та боридів в залежності від режимів ЛВ, можна пояснити реалізацією двох конкуруючих процесів – зміцнення і знеміцнення. З одного боку, відбувається релаксація виникаючих при опроміненні значних міжфазних напружень та генерація дефектів, а з іншого – високі температури в зоні ЛВ сприяють відпалу спотворень структури і коалесценції субзерен.

Експериментальні дослідження свідчать, що домінуючим процесом, який визначає формування кінцевої структури, є процес генерації дефектів, границя насичення якими визначається температурою в зоні ЛВ, що залежить від густини потужності випромінювання. При підвищенні границі розчинності дефектів у вихідній структурі фаз, відбувається їх інтенсивний відпал, що обумовлює збільшення ступеня досконалості кристалічної структури в області модифікування. Механізм зміцнення і модифікування поверхневих шарів у полі ЛВ визначається особливостями фізичних властивостей окремих фазових складових та характером міжфазних взаємодій. При цьому основними особливостями сполук, що відповідають за формування кінцевих структур, є відмінність коефіцієнтів термічного розширення, підвищена розчинність та висока міцність міжатомних зв'язків. Аналіз еволюції зміцнювальних структур з позиції механізмів модифікування дає можливість визначити режими ЛВ, при яких спостерігається значне покращення необхідного комплексу характеристик і властивостей робочих поверхонь деталей і РО СГТ.

Зміна структури і фазового складу модифікованих матеріалів під впливом ЛВ реалізується по різним механізмам й визначає більшість фізико-механічних характеристик поверхневих шарів, їх пластичне деформування і руйнування при терті і зношуванні. В зв'язку з цим, одним із найбільш важливих питань трибофізики проблеми підвищення зносостійкості матеріалів ТЕ модифікуванням КПЕ є встановлення взаємозв'язків між рівнями енергетичного впливу та умовами трибомеханічного навантаження деталей та РО СГТ в процесі експлуатації.

У відповідності до синергетичної концепції дії ЛВ на матеріали спостерігаються стадії еволюції станів, які характеризуються різним ступенем самоорганізації процесу переносу: на першій самоорганізується рух квазічастинок – фононів, на другій – відбувається самоорганізація руху частинок речовини. При цьому структурно-фазові перетворення в сталях під дією ЛВ, в залежності від ступеню віддаленості від рівноважного стану, можуть бути лімітовані як процесами тепломасопереносу, так і характеристиками в'язкості вихідних та утворених фаз.

Для підвищення зносостійкості деталей і РО СГТ, реалізації повного потенціалу їх працездатності з проявом ефекту самоорганізації поверхонь тертя на сьогодні широко застосовують спеціальні покриття з використанням різних композицій матеріалів і технологій їх нанесення та модифікування, що базуються на ЛВ. Це дає можливість розробити принципово новий клас методів і способів формування покриттів триботехнічного призначення та модифікування поверхневих шарів й забезпечити принципово нову сукупність властивостей і належну якість робочих поверхонь. Передбачається реалізація додатних і від'ємних градієнтів властивостей, як вздовж робочої поверхні, так і по товщині поверхневого шару, тобто реалізується функціонально-спрямоване зміцнення: формування зміцнених шарів на окремих локальних ділянках робочих поверхонь одним або сукупністю різних способів, а також використання різних способів модифікування. Це дозволяє врахувати вибіркоче зношування деталей і РО СГТ, максимально підвищити їх параметри і характеристики за рахунок збільшення можливостей локальних областей та реалізації різних видів самоорганізації робочих поверхонь в процесі експлуатації. Зміцнювальні покриття і модифіковані поверхневі шари при цьому максимально адаптуються до умов експлуатації і реалізується принцип рівнозначності та з'являється можливість суттєвого підвищення техніко-економічних показників створюваних і зміцнюваних ТТС СГТ.

При фізико-технологічному обґрунтуванні процесу функціонально-спрямованого зміцнення розроблена загальна методологія, в основі якої лежать принципи:

- ізоморфно-топологічна відповідність геометричних параметрів кожної зміцнюваної локальної області поверхні деталі і РО СГТ, в якій реалізується задана експлуатаційна функція з необхідним комплексом характеристик і властивостей;
- функціональна відповідність між параметрами якості покриттів та модифікованих поверхневих шарів в кожній локальній області особливостям зміни в них триботехнічних та експлуатаційних параметрів;
- повна або часткова реалізація процесів і станів самоорганізації різних функціональних областей поверхонь модифікованих поверхневих шарів деталей і РО, які мають мінімальну інтенсивність зношування, оптимальний коефіцієнт тертя та мінімальні витрати енергії в процесі експлуатації.

На основі розроблених принципів функціонально-спрямованого зміцнення забезпечується адаптація поверхонь тертя деталей, РО СГТ та комплекс необхідних експлуатаційних властивостей. При цьому основа деталі і РО може виготовлятися з недорогих матеріалів, а нанесені покриття і модифіковані поверхневі шари забезпечують повний потенціал функціональних можливостей, що значно підвищує техніко-економічні показники при їх виготовленні і експлуатації. Загальна методологія функціонально-спрямованого зміцнення, схема якої наведена на рис. 1, обумовлена полем різних якостей локальних областей робочих поверхонь, загальною структурою і параметрами, у відповідності з їх функціональними особливостями та характером вибіркового зношування.

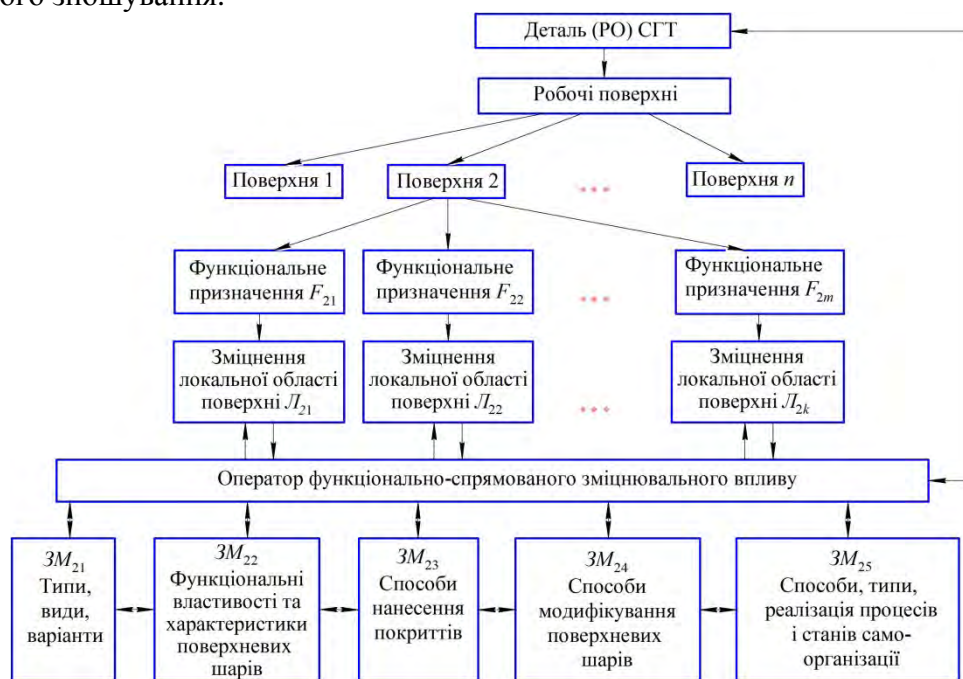
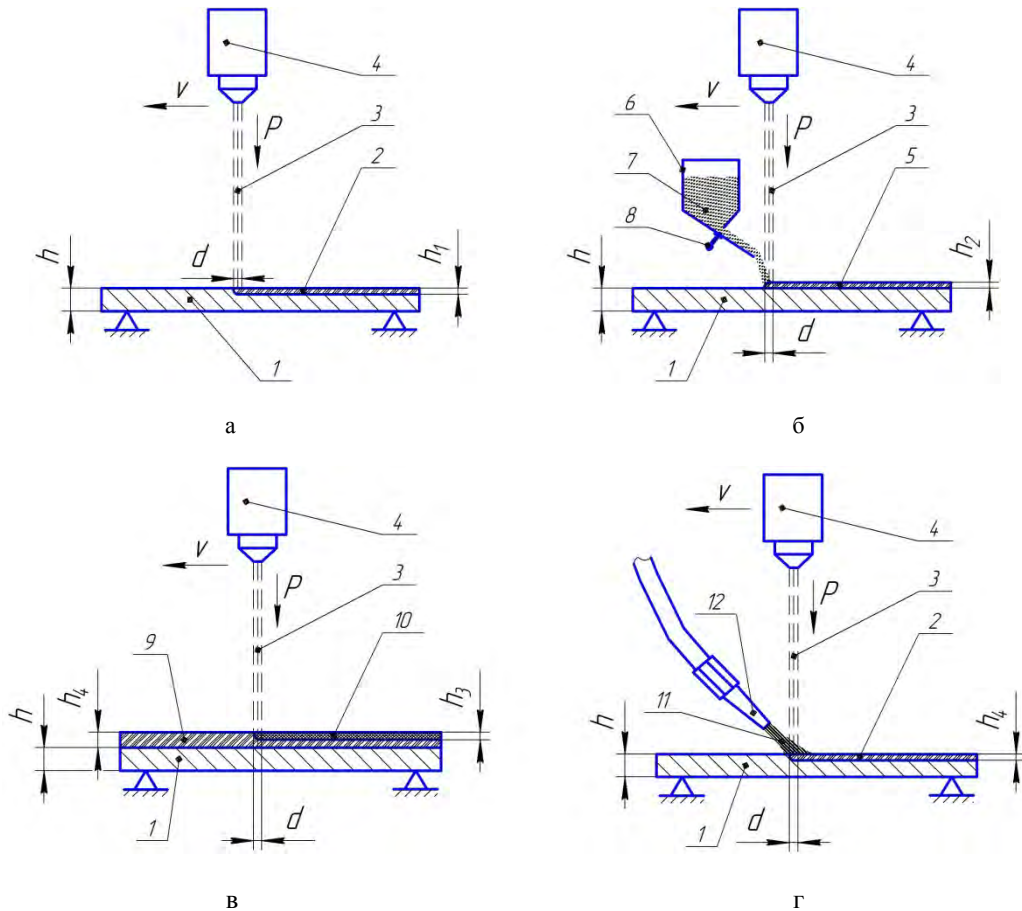


Рисунок 1 – Схема комбінованого функціонально-спрямованого зміцнювального впливу на робочі поверхні деталей СГТ

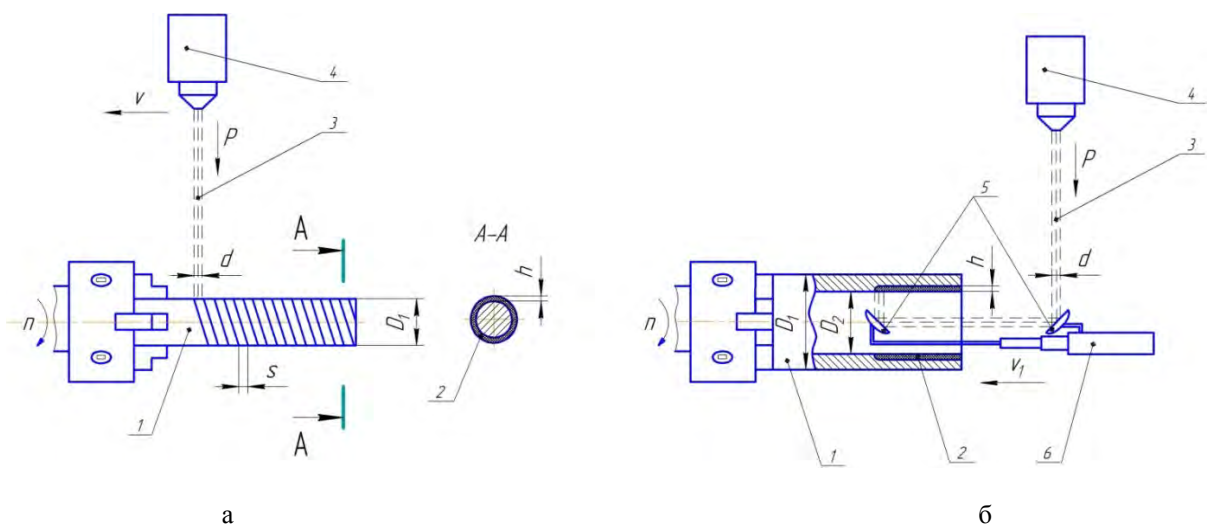
При функціонально-спрямованому зміцненні деталей СГТ з використанням ЛВ були розроблені технології та технологічні схеми їх реалізації, наведені на рис.2 і рис.3.

У випадку термозміцнення (рис. 2, а), лазерний промінь діаметром  $d$  регулюється за допомогою фокусуючого пристрою та потужністю  $P$  переміщується вздовж оброблюваної поверхні товщиною  $h$  зі швидкістю  $v$ . Зміцнення здійснювали на товщину  $h_1$  як без оплавлення поверхні, так і з оплавленням поверхні деталі СГТ. Наплавлення функціонально-спрямованих зміцнювальних КМ (КП) на робочі поверхні деталей реалізовували застосуванням схеми, представленої на рис. 2, б. Процес відбувається аналогічно термозміцненню, але в зону дії лазерного променя за допомогою дозатора [17] подають порошковий матеріал, що знаходиться в бункері. При цьому утворюється наплавлений шар товщиною  $h_2$ .



1 – деталь; 2 – зміцнений шар; 3 – лазерний промінь; 4 – джерело лазерного випромінювання; 5 – наплавлений шар; 6 – бункер; 7 – наплавлювальна суміш; 8 – дозатор; 9 – попередньо сформований шар; 10 – модифікований шар; 11 – газ з легуючими елементами; 12 – мундштук

Рисунок 2 – Технологічні схеми зміцнення поверхонь деталей та РО СГТ з використанням ЛВ:  
а – термозміцнення; б – наплавлення; в – модифікування попередньо сформованого покриття або поверхневого шару; г – легування



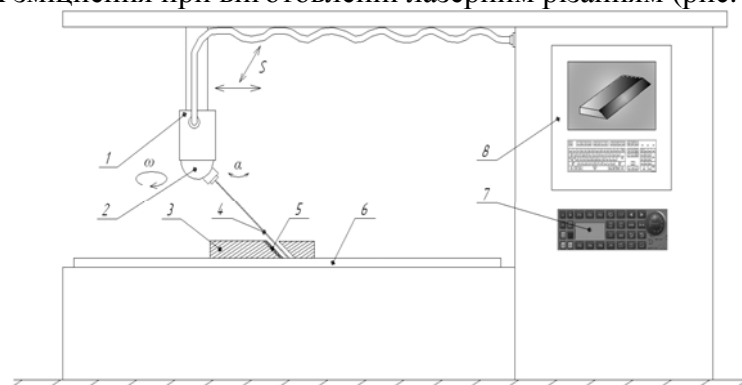
1 – деталь; 2 – зміцнений шар; 3 – лазерний промінь; 4 – джерело ЛВ; 5 – дзеркало; 6 – система подачі дзеркала;  $D_1$  та  $D_2$  – зовнішній та внутрішній діаметр деталі

Рисунок 3 – Технологічні схеми зміцнення зовнішніх (а) та внутрішніх (б) поверхонь деталей обертання лазерною обробкою

З метою покращення фізико-механічних, фізико-хімічних, реологічних та триботехнічних показників попередньо сформованого покриття застосовували схему модифікування, подану на рис. 2, в. Керуючи параметрами  $P$ ,  $v$ ,  $d$ , змінювали режими модифікування та товщину  $h_3$  зміцненого поверхневого шару. В зону дії лазерного променя, реалізуючи схему легування поверхневого шару деталей, через мундштук подавали газ (рис. 2, г) [18], що містить легуючі елементи. При цьому товщина зміцненого шару становить  $h_4$ .

У випадку зміцнення деталей обертання, застосовували технологічні схеми, подані на рис. 3. При зміцненні зовнішньої поверхні деталі типу "вал" (рис. 3, а), їй надається обертальний рух з частотою  $n$ . На оброблювану поверхню під прямим кутом спрямовується лазерний промінь потужністю  $P$  та діаметром  $d$ . В процесі обробки деталей також можна переміщати вздовж осі обертання зі швидкістю  $v$ , створюючи на поверхні зміцнений шар товщиною  $h$  з кроком  $s$ . У випадку зміцнення внутрішніх поверхонь деталей обертання (рис. 3, б) застосовували систему рухомих дзеркал. При цьому джерело ЛВ було нерухомим і в процесі зміцнення змінювалась лише відстань між дзеркалами із попередньо заданою швидкістю  $v_1$ . Режими зазначених лазерних технологій зміцнення і модифікування деталей і РО СГТ розглянуто в роботі [19].

Для забезпечення самоорганізації форми РЕ в процесі експлуатації РО СГТ, запропоновано їх зміцнення при виготовленні лазерним різанням (рис. 4).



1 – лазерний модуль; 2 – позиціонувальна головка; 3 – деталь; 4 – лазерний промінь; 5 – зміцнена поверхня різального елемента; 6 – робочий стіл; 7 – блок керування процесом лазерного різання; 8 – пристрій програмування руху лазерного променя

Рисунок 4 – Схема технологічного комплексу виготовлення деталей і РО з РЕ лазерним різанням, при реалізації в процесі ефекту самоорганізації форми (лазерна установка AMADA LC-3015 X1 NT, P = 4кВт) [20]

Запропонована технологія дозволяє об'єднати операції формування і зміцнення різальної кромки, автоматизувати виробництво і виготовляти деталі складних геометричних форм, забезпечує їх високу зносостійкість. При цьому тривалість виготовлення деталей зменшується, зростає зносостійкість, зменшуються загальні витрати на енергоносії. Це приводить до зниження їх собівартості виготовлення, підвищення ресурсу, що очевидно буде вигідним як для виробника, так і споживача.

Для визначення характеру, інтенсивності зношування та порівняльного аналізу деталей, які виготовлені за базовою та запропонованою технологіями, були проведені експериментальні дослідження на круговому стенді. В якості дослідних зразків були використані лапи культиватора зі зміцненою нижньою частиною в процесі лазерного термозміцнення при різанні та з об'ємним гартуванням, робоче середовище – суміш чорнозему з піском у співвідношенні 90:10, вологість ґрунту підтримували в межах 8...12%. Деталі рухались по колу і періодично, через кожні 30 км напрацювання, досліджували зміни форми їх профілю (табл. 1).

Динаміка зміни профілів РЕ з напрацюванням свідчить, що при об'ємному

термічному зміцненні процес затуплення різальної кромки розвивається з напрацюванням 30 км і при шляху тертя від 60 км до 120 км – спостерігається несуттєва зміна форми профілю, але радіус заокруглення різальної кромки вже при шляху тертя 60 км становить 1,2...1,5 мм, що є підставою для вибракування РОГМ. В той же час РЕ, зміцнені при лазерному різанні, показують дещо іншу динаміку зміни форми профілю і при напрацюванні до шляху тертя 30 км відбувається процес припрацювання робочих поверхонь РЕ, тобто самоорганізація форми. Радіус заокруглення при цьому дещо збільшується, але несуттєво – до 0,5...0,6 мм. Зі збільшенням шляху тертя форма профілю РЕ практично не змінюється і зберігається його гострота до 120...150 км шляху тертя. Це дає можливість підвищити напрацювання РЕ до вибракування в 1,8...2,3 рази. Порівняльні результати дослідження триботехнічних характеристик РЕ РОГМ наведені в табл. 2.

Таблиця 1 – Відбитки профілів РЕ стрілочастих лап культиваторів

Спосіб виготовлення	Шлях тертя, км				
	0	30	60	90	120
Базова технологія об'ємного термічного зміцнення					
Запропонована технологія лазерного різання					

Таблиця 2 – Залежність інтенсивності зношування РЕ лап культиватора від шляху тертя і способу зміцнення

Спосіб зміцнення РЕ	Інтенсивність зношування, мм/км при шляху тертя					Середні значення	
	30 км	60 км	90 км	120 км	150 км	інтенсивності зношування $\bar{I}$ , мм/км	квадратичного відхилення $\bar{\sigma}_I \cdot 10^{-3}$ , мм/км
Об'ємне гартування	0,073	0,074	0,072	0,073	0,073	0,073	0,4
Лазерна термообробка при різанні	0,046	0,045	0,044	0,045	0,044	0,045	0,6

Випробування свідчать, що інтенсивність зношування РЕ, зміцнених в результаті лазерного різання, в 1,6...2,1 рази менше у порівнянні з РЕ, виготовлених за базовою технологією.

За запропонованим способом лазерного різання можна виготовляти РЕ, плоскорізів, дискових робочих органів, щілинорізів, сошників і т.п. [20]. Широкі можливості позиціонування лазерного променя дозволяють формувати не тільки РЕ, а також РОГМ складної геометричної конфігурації.

Аналіз конструкцій дискових робочих органів, величини і характеру зношування їх робочих поверхонь, технології процесу виготовлення та експлуатації, дав можливість запропонувати нову конструкцію РОГМ, виконану у вигляді сферичного диска з внутрішніми вирізами, що включає зовнішні та внутрішні різальні кромки з кутом загострення  $\alpha$  (рис. 5).

Запропонована конструкція РОГМ, виготовлена лазерним різанням, у порівнянні з існуючими конструкціями має ряд переваг:

- виконання квадратного отвору для кріплення диску дозволяє зміцнити його робочі поверхні й забезпечити їх високу зносостійкість;
- внутрішні вирізи зменшують металоємність, що дає можливість збільшити

кількість дисків в батареї ґрунтообробного агрегату й забезпечити більшу ширину захвату і підвищення продуктивності;

– завдяки наявності різальних кромки з кутом  $\alpha$ , що знаходиться в межах  $18...25^\circ$ , їх зміцнення на ширину  $15...20$  мм і глибину  $0,5...1,5$  мм, реалізується ефект самогострювання, підвищується ресурс РОГМ та якісний обробіток ґрунту;

– за рахунок зміцнення різальних кромки дискового робочого органа вдається знизити інтенсивність зношування його робочих поверхонь та зменшити енерговитрати при обробітку ґрунту.

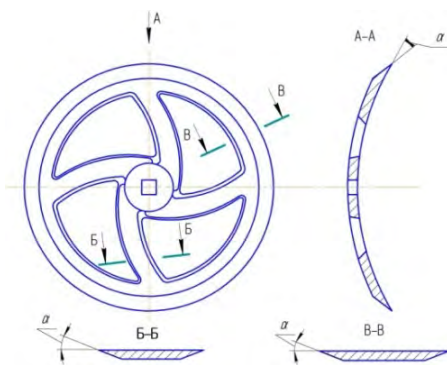


Рисунок 5 – Запропонований дисковий робочий орган ґрунтообробних знарядь [21]

Модернізуючи технологічний процес виготовлення деталей і РО СГТ, з'являється можливість підвищення їх зносостійкості та забезпечення різних форм самоорганізації в процесі експлуатації, зниження собівартості продукції за рахунок зменшення кількості операцій, тобто така продукція буде конкурентоспроможною.

### Висновки

1. Дано трибофізичне обґрунтування процесів і станів в матеріалах деталей і РО СГТ при дії лазерного випромінювання. Виявлена специфіка впливу ЛВ під час зміцнення і модифікування на структуру, структурно-фазові стани, субструктуру окремих фазових складових та поверхневого шару, міжфазні напруження, генерацію дефектів та їх розподіли, істотну роль мало- і великокутових границь в процесах структуроутворення.

2. Встановлено, що механізм зміцнення і модифікування поверхневих шарів у полів ЛВ визначається особливостями фізичних властивостей окремих фазових складових та характером міжфазних взаємодій, коефіцієнтом термічного розширення, підвищеною розчинністю та високою міцністю міжатомних зв'язків і режимів.

3. Показано, що у відповідності до синергетичної концепції дії ЛВ на матеріали спостерігаються стадії еволюції станів, які характеризуються різним ступенем самоорганізації переносу: самоорганізується рух фононів та частинок речовини. Структурно-фазові перетворення при цьому можуть бути лімітовані процесами тепломасопереносу та характеристиками в'язкості вихідних та утворюваних фаз.

4. На основі загальної методології розроблено принципи фізико-технологічного обґрунтування комбінованого функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування деталей і РО СГТ. Показано, що при цьому забезпечується адаптація їх робочих поверхонь та комплекс необхідних експлуатаційних властивостей. Розроблена схема зміцнювального впливу з урахуванням поля різних якостей локальних робочих поверхонь, їх структури і параметрів, у відповідності з їх функціональними особливостями за характером вибіркового зношування, з урахуванням етапів життєвого циклу деталей і РО СГТ на базі граничного критерію якості

5. Розроблено технології зміцнення та модифікування з використанням ЛВ та запропоновано технологічні схеми їх реалізації. Для забезпечення самоорганізації форми різальних елементів РО СГТ запропоновано їх зміцнення при виготовленні лазерним

різанням. На цій основі розроблено технологію виготовлення дискового РО ґрунтообробних знарядь.

## Список літератури

1. Аулін В.В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах: монографія / В.В. Аулін. – Кіровоград: Вид. Лисенко В.Ф., 2014. – 370 с.
2. Дворук В.І. Трибофізика: підручник / В.І. Дворук, В.А. Войтов. – Харків: ФП Томенко Ю.І., 2014. – 374 с.
3. Аулин В.В. Физические основы разработки технологических методов модификации и трибофизические основы модифицированных материалов / В.В.Аулин // Инженерия поверхности и реновация изделий. Материалы 9-й междунаучн.-техн.конф., 25–29 мая 2009, г. Ялта. – К.: АТМ України, 2009. – С.16-19.
4. Аулін В.В. Трибофізичне обґрунтування зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час дії РОГМ / В.В. Аулін // Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин // Загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. – Кіровоград: КНТУ, 2012р. – Вип.42. Частина I – С. 13-20.
5. Аулін В.В. Принципи автоматичного керування процесами в триботехнічних системах / В.В. Аулін // Проблеми трибології (Problems of tribology). – Хмельницький. ХНУ, 2013. – №4 – С.129-136.
6. Верещака А.А. Методология создания функциональных покрытий для режущего инструмента / А.А. Верещака, А.С. Верещака. Современные технологии машиностроения: Сб. научн. статей. – НТУ "ХПИ", 2007. – С.192-235.
7. Верещака А.С. Методологические принципы создания функциональных покрытий нового поколения для применения в инструментальном производстве / А.С. Верещака, С.Н. Григорьев, В.П.Табаков // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – № 12. – С. 18-22.
8. Табаков В.П. Формирование износостойких ионно-плазменных покрытий режущего инструмента / В.П. Табаков. – М.: Машиностроение, 2008. – 311 с.
9. Черновол М.И. Технологические основы восстановления деталей сельскохозяйственной техники композиционными покрытиями: Автореф. дисс. докт. техн. наук: 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" / М.И. Черновол. –М.: КИСМ, 1992. – 35 с.
10. Аулін В.В. Фізика структурних перетворень матеріалу в зоні обробки концентрованими потоками енергії та тертя і зношування /В.В. Аулін// Проблеми трибології (Problems of tribology). – Хмельницький. ХНУ, 2007. – №2 (44) – С. 57-59.
11. Аулин В.В. Модификация композиционных покрытий триботехнического назначения концентрированным потоком энергии / В.В.Аулин // II-й Евразийская научн.-практ. конф. "Прочность неоднородных структур". ПРОСТ 2004, 20-22 апреля 2004г.: сб. тезисов докладов. – М., МИСиС, 2004. – С.75.
12. Аулін В.В. Модифікація структури поверхневих шарів деталей лазерним випромінюванням / В.В. Аулін, В.Б. Батехін, В.М. Бобрицький, Ф.Й. Златопольський // 6-й междунаучн.-техн.конф. "Инженерия поверхности и реновация изделий", 30 мая – 1 июня 2006.: материалы. – К.: АТМ України, 2006. – С.18-20.
13. Аулін В.В. Поверхнева сегрегація атомів в конструкційних матеріалах, підлеглих лазерній обробці та вплив її на трибологічні властивості / В.В.Аулін, С.О.Магопєць, С.М.Лізунов, В.М.Бобрицький // Зб. наук. праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація". – Вип. 13. – 2003. – С.289-294.
14. Аулін В.В. Створення композиційних дисперсно-зміцнених покриттів на деталях СГТ з використанням лазерного випромінювання / В.В.Аулін // Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин. – Вип. 33. – Кіровоград, КДТУ. – 2003. – С.310-316.
15. Аулін В.В. Вплив лазерної обробки на протікання фізико-хімічних процесів в конструкційних матеріалах / В.В.Аулін, М.І.Черновол // 4-а Міжнар. міждисц. наук.-практ. конф. "Сучасні проблеми науки та освіти", 1-10 травня 2003 р.: матеріали – Харків. – 2003. – С.15-16.
16. Аулін В.В. Неврівноваженість зернограничних перетворень в конструкційних матеріалах в полі лазерного випромінювання/ В.В.Аулін, В.М.Бобрицький, Є.К.Солових, В.О. Дубовик// 6-й междунаучн.-техн.конф. "Инженерия поверхности и реновация изделий", 30 мая – 1 июня 2006.: материалы. – К.: АТМ України, 2006. – С.20-23.
17. Аулін В.В. Абразивна зносостійкість лазерно-модифікованих композиційних покриттів / В.В.Аулін // Зб. наук. праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація". – Вип. 12. – 2003. – С.219-223.
18. Аулін В.В. Модифікування структури і властивостей поверхневого шару деталей машин концентрованими потоками енергії / В.В. Аулін, В.Б. Батехін // Зб. наук. праць Держ. льотної академії "Наукові праці академії". – Кіровоград: ДЛАУ. – 2003. – Вип. 7, ч.ІІ. – С.213-217.

19. Аулін В.В. Визначення технологічних параметрів лазерної обробки деталей з урахуванням специфіки впливу променю на конструкційні матеріали / В.В.Аулін, О.Й.Мажейка, Є.К. Солових // Вісник академії інженерних наук. – №2. – 2002. – С. 30-25.
20. Пат. 48190 Україна, МПК(2009) В23К 26/00. Спосіб отримання самогоструюваних різальних елементів деталей машин / Аулін В.В., Бобрицький В.М., Тихий А.А., Лисенко С.В. та ін.; заявник і патентотримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200909376; заявл. 11.09.2009; опубл. 10.03.2010; Бюл.№ 5.
21. Пат. 33420 Україна, МПК А01В 7/00 (2006). Дисковий робочий орган ґрунтообробних знарядь / Аулін В.В., Зайцев О.Ю., Жулай О.Ю., Бобрицький В.М. та ін.; заявник і патентотримувач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200800971; заявл. 28.01.2008; опубл. 25.06.2008; Бюл.№ 12.

**Viktor Aulin, Sergey Lysenko**

*Kirovohrad national technical university*

**Artiom Bilyk**

*Hmelnickiy National University*

**Tribophysical and physical-technological substantiation of the combined functional-directional reinforcement and modification of parts and working elements AM**

Given tribophysical justification mechanism reduce the intensity of the different kinds of friction and wear of parts and working elements of agricultural machinery (AM) change and improve the adhesion strength properties of reinforced and modified layers with effects on materials of the laser radiation (LR). Thus considered multifactor impact LR, regularities of structural-phase state of the surface layers, the interfacial stress and stimulate the creation of dislocations and stacking faults, increasing their density and satiety defects intercrystalline regions, the role of small and large angular boundaries in pattern formation, grinding grain carbides, oxides and borides increase the solubility of alloying elements. It is found that the mechanism of strengthening and modification of surface structures in the field of LR is determined by the physical properties of individual phase components and the nature of interfacial interactions.

It is shown that the solution of problems of increasing the durability of parts and working elements AM using LR is based on establishing a relationship between the level of its energy impact conditions tribomechanical stress during operation. The principles of physical and technological justification functional-directional reinforcement and development of the scheme combined reinforcing effect on the working surface of the component (working element) AM. For functional-directional reinforcement and modification of developed technologies and technological schemes for their implementation using LR. The proposed technology manufacturing parts and working elements of laser cutting. The technological scheme and the results confirm the efficiency of the technology and their rationale.

**tribotechnical and physical-technological substantiation, laser radiation, strengthening, modification, function-directional hardening, laser cutting, wear self-organization**

Одержано 21.11.14

**УДК 621.175**

**П.А. Барабаш, ст. научн. сотр, канд. техн. наук, Я.Е. Трокоз, научн. сотр.**

*Национальный технический университет Украины «КПИ»*

**В.В. Горин, ст. научн. сотр., канд. техн. наук**

*Коростенский завод химического машиностроения «Химмаш»*

## Состояние вопроса о гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб

В работе приведен анализ опубликованных исследований по гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб с продольным оребрением.

**гидродинамика и теплообмен потока рабочего тела, продольно-оребрённая труба, турбулентное течение, конвективная теплоотдача, аппараты воздушного охлаждения**

**П.О. Барабаш, ст. наук. співр., канд. техн. наук, Я.Є. Трокоз, наук. співр.**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

**В.В. Горін, ст. наук. співр., канд. техн. наук**

*Коростенський завод хімічного машинобудування «Хіммаш»*

**Стан питання гідродинаміки та теплообміну турбулентного потоку робочого тіла всередині труб**

У роботі наведено аналіз опублікованих досліджень з гідродинаміки і теплообміну турбулентного потоку робочого тіла всередині труб з поздовжнім оребренням.

**гідродинаміка і теплообмін потоку робочого тіла, поздовжньо-оребрена труба, турбулентний плин, конвективна тепловіддача, апарати повітряного охолодження**

**Введение.** Проблемы развития сельскохозяйственного машиностроения тесно взаимосвязаны с развитием агропромышленного комплекса. Одной из важнейших проблем достижения высокого урожая является наличие у производителей сельхозпродукции необходимого количества минеральных удобрений.

В технологических схемах производства удобрений используются в т.ч. и аппараты воздушного охлаждения (АВО), которые в силу своей универсальности и экономичности, имеют достаточно широкую область применения.

В частности, данное оборудование находит своё идеальное применение, в условиях ограниченной среды и пространства, когда необходимы большая тепловая мощность и надёжность при низком уровне шума.

Данный класс аппаратов находит свое применение в установках синтеза аммиака, крекинга и реформинга углеводородов, в производстве метанола, хлорорганических продуктов, в производстве метанола и, в качестве дефлегматора, в схеме ректификации уксусной кислоты.

Такое широкое применение АВО делает весьма актуальной задачу снижения их материалоемкости, которую можно обеспечить за счет интенсификации процессов теплообмена в этих аппаратах.

В АВО применяют биметаллические трубы, в которых наружная сторона имеет алюминиевое оребрение (коэффициент оребрения 10; 15; 20), а внутренняя поверхность – гладкая. Соотношение коэффициентов теплоотдачи с наружной и внутренней стороны таких труб таково, что имеет прямой смысл интенсификация теплоотдачи с внутренней стороны биметаллических труб.

Одним из возможных путей решения этой задачи является применение продольного оребрения на внутренней поверхности рассматриваемых труб.

Поэтому на начальной стадии решения задачи, для дальнейшей разработки методики расчета АВО и получения оптимальных параметров профилирования, с точки зрения теплопередачи и снижения материалоемкости таких аппаратов, является изучение состояния вопроса об интенсификации конвективного теплообмена при движении теплоносителя внутри продольно-оребрённых труб.

**1. Гидродинамика потока рабочего тела внутри продольно-оребрённой трубы.**

Исследования турбулентного течения потока рабочего тела для труб с формами поперечных сечений, близкими к круглой (круг с одним или двумя пазами на внутренней поверхности стенок, звездообразная форма) впервые опубликовано в работах [1,2]. Согласно их данным коэффициент сопротивления для таких труб  $\lambda_n$  может быть выражен через коэффициент сопротивления труб круглого сечения  $\lambda$  с помощью поправочного коэффициента  $k_n$  :

$$\lambda_n = \lambda \cdot \kappa_n,$$

где  $\lambda$  рассчитывается при тех же числах  $Re = w \cdot D/\nu = w \cdot D_z/\nu$ ,

$D_z = 4f/p$  – гидравлический диаметр, м;

$D$  – внутренний диаметр трубы, м;

$w$  – скорость течения среды, м/с;

$f$  – величина поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>;

$p$  – величина смоченного периметра трубы, м;

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с.

По данным [1,2] для таких труб при всех режимах течения рабочего тела можно принять  $\kappa_n \approx 1,0$ .

Экспериментальному изучению вопроса об изменении сопротивления при неизотермическом движении жидкости в продольно-ребренных трубах была посвящена работа [3]. В ней в качестве рабочего тела использовалось трансформаторное масло, движущееся в трубе с продольными трапециевидными ребрами. Высота ребер изменялась в пределах  $h_p = 2,6...5,9$  мм, толщина у вершины –  $\delta_g = 0,4...0,9$  мм, толщина у основания –  $\delta_n = 1,5...2,0$  мм, количество ребер –  $n = 4...8$  штук. Число изменялось в диапазоне  $Re = 200...16000$ .

Было отмечено, что теплообмен оказывает влияние на сопротивление, однако в области турбулентного режима при увеличении  $Re$  сопротивление все меньше отличается от изотермического.

Обработка данных в [3] показала, что  $\lambda_n$  для ребренных труб можно получить умножением  $\lambda$  при изотермическом движении жидкости на комплекс  $D_z/\nu$ ,  $(Pr_c/Pr_{жс})^m$ :

$$\lambda_n = \lambda (Pr_c/Pr_{жс})^m, \quad (1)$$

где  $Pr_c, Pr_{жс}$  – соответственно числа Прандтля при температурах стенки и жидкости;

$m = 0,12 + 0,31\chi - 0,26\chi^2$ , (при  $0 \leq \chi \leq 1,32$  и турбулентном режиме течения жидкости);

$$\chi = h / 2\beta d_s;$$

$h$  – высота ребра, мм;

$2\beta$  – угол сектора межреберного пространства;

$d_s$  – эквивалентный диаметр:

$$d_s = 4f/p = (\pi d^2 - 2\Sigma h_i(a_i - b_i)) / (\pi d + \Sigma(2h_i + b_i - a_i)),$$

где  $d$  – диаметр трубы, мм;

$a_i$  – толщина ребра у основания, мм;

$b_i$  – толщина ребра у вершины, мм.

В заданном диапазоне изменения  $\chi$  при турбулентном режиме движения жидкости  $0,08 \leq m \leq 0,21$ . При этом для природного газа  $(Pr_c/Pr_{жс})^m \leq 1,004$ . Следовательно, при турбулентном режиме движения природного газа в трубах с продольными ребрами изменением коэффициента трения, обусловленным неизотермичностью потока рабочего тела можно пренебречь.

Исследование распределения скорости движения среды в трубах с внутренним продольным оребрением проводилось в работе [4].

Учитывая, что движение среды в трубах с внутренними ребрами можно представить как движение основного потока и  $z$  спутных потоков в межреберных каналах, и что трубы исследуемой конструкции имеют межреберные каналы приблизительно постоянной ширины по высоте, авторы [4] измеряли распределение скоростей в модели прямоугольного сечения имитирующей отдельный межреберный канал и прилегающую область ядра потока для продольно-ребренных труб диаметрами  $\varnothing 42 \times 4$  и  $\varnothing 57 \times 4,5$  с количеством ребер  $n = 11$  и  $n = 12$  соответственно. При проведении опытов высота межреберного канала и его ширина менялись. Исследовалось распределение скорости при изотермическом движении воды (при изменении ширины  $a = 2b$  и высоты  $h$  межреберного канала в пределах  $0,09 \leq 2b/h \leq 1,2$  и изменении числа  $Re = 30000 \dots 100000$ ) и воздуха ( $0,25 \leq 2b/h \leq 1,9$  и  $Re = 70000 \dots 250000$ ).

Наблюдения показали, что в большинстве исследованных каналов как в основном потоке, так и в межреберном канале имело место турбулентное движение. Только в каналах с  $2b/h \leq 0,2$  при значениях  $Re < 50000$  в межреберных каналах наблюдался переход к ламинарному течению.

Величина скорости на границе сопряжения межреберного канала с основным потоком  $w_{к.макс}$  согласно [4] зависит от гидродинамических и геометрических характеристик основного потока и ширины межреберного канала  $2b$  и определяется по уравнению:

$$w_{к.макс} = 1,35(2b/d_{э.о})^{1,25} Re_o v / 2b,$$

где  $d_{э.о}$  – диаметр между торцами ребер оребренной трубы;

$$Re_o = wd_{э.о} / \nu;$$

$w$  – среднерасходная скорость.

Средняя скорость по осевому сечению межреберного канала  $w_{о.к}$  как исходная величина для определения коэффициентов теплоотдачи и гидравлического сопротивления определяется в, соответствии с [4], как произведение среднерасходной скорости в оребренной трубе и некоторого комплекса:

$$w_{о.к} = 1,22w(2b/d_{э.о})^{0,25} (1 - \exp(-3,8d_{э.к}/h)), \quad (3)$$

где  $w_{э.к} = 4bh/(b+h)$ .

Формула (3) пригодна для труб с продольным внутренним оребрением при отношении площади сечения основного потока  $F_o$  к площади сечения каналов между ребрами  $F_k$ , равном  $F_o / F_k = 20 \dots 100$ ,  $30000 \leq Re \leq 250000$ ,  $0,06 < 2b/d_{э.о} \leq 0,45$ ,  $0,17 < d_{э.к}/h \leq 2$ .

Автор работ [5,6] построил эмпирическую корреляцию, связывающую коэффициент трения с геометрическими параметрами продольно оребренных труб. Он использовал гидравлический диаметр в уравнении для коэффициента трения Блазиуса и, обнаружив, что при таком подходе получаются завышенные значения  $\lambda$ , предложил эмпирический поправочный коэффициент, равный:

$$K_\lambda = (S/S_{э.л})^{0,5} \cos^{0,5} \gamma, \quad (4)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения потока;

$S_{э.л}$  – площадь поперечного сечения гладкого канала;

$\gamma$  – угол между осями ребра и трубы.

В [5,6] в качестве рабочих жидкостей использовались воздух, вода, смесь этиленгликоля с водой. Уравнение (4) справедливо в диапазоне изменения числа  $Re_\rho$ , определенного по гидравлическому диаметру,  $Re_\rho = 10000 \dots 100000$ . Однако, такие

параметры как безразмерная высота ребра и относительный шаг ребер, от которых должен, по-видимому, зависеть  $\lambda$ , в явной форме в (4) не учитываются.

Таким образом, из работ [5,6] следует, что при использовании понятия гидравлического диаметра оказываются завышенными значения  $\lambda$  для оребренной трубы. Эксперименты [4] показали, что этот результат обусловлен снижением скорости в межреберной области.

Попытка создания теоретической модели для расчета  $\lambda$  при турбулентном течении в каналах с внутренними ребрами была предпринята в работе [7]. Она основана на законе стенки и применении логарифмического распределения скорости к межреберному пространству (между каждой стенкой его и биссектрисой угла между ними) и ядру потока. Получено выражение для коэффициента трения, результаты расчета по которому отличаются не более чем на  $\pm 10\%$  от экспериментальных данных [5,6]. Согласно [7] геометрический поправочный коэффициент для формулы Блазиуса, в которой коэффициент трения выражен через гидравлический диаметр, равен:

$$K_\lambda = (h/2b)^{0,057} (p/D_i)^{0,124} (h/D_i)^{0,17},$$

где  $p$  – шаг ребер;

$D_i$  – для оребренной трубы диаметр, определяемый по основанию ребер.

В заключении необходимо отметить, что вышеприведенные работы были посвящены исследованию зависимости коэффициента  $\lambda$  от геометрических характеристик продольно профилированных труб при турбулентном течении теплоносителя в области гидравлических сопротивлений, где он определяется по зависимости Блазиуса, т.е. в области гидравлически гладких труб.

Для потока природного газа в трубах АВО реализуется область гидравлических сопротивлений, получившая название области гидравлически шероховатых труб, когда выступы шероховатости труб (величина эквивалентной шероховатости стальных сварных труб  $\Delta_{\text{эке}}$  составляет  $\Delta_{\text{эке}} = 0,1 \text{ мм}$  ([1]) выходят за пределы вязкого подслоя. В этой области (которая характеризуется тем, что  $(\text{Re} \Delta_{\text{эке}} / D) > 500$ ) отрывное обтекание выступов сводит сопротивление трения к сопротивлению обтекания тел с резкими изменениями их конфигурации, которое не зависит от скорости протекания рабочего тела в канале. Исследования  $\lambda$  для продольно-орбренных труб в этой области не проводились.

## 2. Конвективная теплоотдача при течении теплоносителя внутри продольно-орбренной трубы.

Экспериментальному изучению теплоотдачи в трубах с продольными ребрами посвящена работа [8]. В ней в качестве рабочего тела использовалось трансформаторное масло, движущееся в трубе с продольными трапециевидными ребрами. Высота ребер изменялась от 2,6 до 5,9 мм, толщина у вершины – 0,4...0,9 мм, толщина у основания – 1,5...2,0 мм, количество ребер – 4...8 штук. Число  $\text{Re}$  изменялось от 200 до 16000, критерий  $\text{Pr} = 70...145$ .

Была получена для коэффициента теплоотдачи при турбулентном режиме течения теплоносителя критериальная зависимость вида:

$$Nu = C_4 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}_{\text{жс}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{жс}} / \text{Pr}_c)^{0,25},$$

где  $C_4$  – коэффициент, определяемый по графику  $C_4 = f(\text{Pr}_{\text{жс}})$  для конкретных опытных труб, приведенный в [8].

Влияние  $\text{Pr}$  и  $\chi$  (формула (1)) на теплоотдачу в области  $\text{Pr}_{\text{жс}} < 70$  нуждается, согласно [8], в дополнительном исследовании.

Результаты исследования распределения коэффициентов теплоотдачи на отдельных элементах внутренней оребренной продольными ребрами поверхности труб приводятся в [9].

Исследование [9] проводилось на аэродинамической трубе с поперечным сечением опытного участка, моделирующим основной поток в не загроможденном ребрами пространстве трубы и спутный поток в межреберном канале. Гидродинамическая структура спутного потока в таком канале определялась только скоростью течения в плоскости сопряжения его с основным потоком и размерами межреберного канала.

Опытный участок обогревался слегка перегретым паром с  $P = 1 \text{ бар}$  и  $T = 102 \dots 105^\circ \text{C}$ . Для определения коэффициентов теплоотдачи по периметру моделирующего канала были предусмотрены конденсаторные камеры. По количеству собранного конденсата определялись коэффициенты теплоотдачи на торце ребра  $\alpha_m$ , на боковой грани ребра  $\alpha_p$  и на стенке между ребрами  $\alpha_{cm}$ . Конструкция установки давала возможность изменять отношение ширины  $2b$  к высоте  $h$  исследуемых межреберных каналов в диапазоне  $0,25 \leq 2b/h < 1,9$ .

В результате получено, что в межреберных каналах имеет место значительная неравномерность интенсивности теплообмена по высоте ребра. Максимальное значение коэффициента теплоотдачи находится на торцах ребер, минимальное – на стенке трубы между ребрами. Характер изменения локальных коэффициентов теплоотдачи в канале между ребрами в значительной мере зависит от отношения  $2b/h$ , при этом в узких каналах неравномерность интенсивности теплоотдачи по периметру существенно больше, чем в широких. В области исследованных параметров для  $2b/h = 0,25 \dots 1,9$   $\alpha_m / \alpha_p = 1,1 \dots 1,7$ .

Средний коэффициент теплоотдачи на торце ребра  $\alpha_m$  зависит от средней скорости потока и эквивалентного диаметра части сечения, не загроможденного ребрами:

$$\bar{Nu}_m = 0,21 Re_0^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (5)$$

где диапазон применения в (8)  $Re_0 = w d_{э,о} / \nu = 65000 \dots 240000$ .

Средний коэффициент теплоотдачи на стенке трубы между ребрами  $\alpha_{cm}$ :

$$\bar{Nu}_m = 0,0144 (2b/h)^{0,63} Re_{\kappa}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (6)$$

Средний коэффициент теплоотдачи по высоте ребра:

$$\bar{Nu}_p = 0,0158 Re_{\kappa}^{0,8} Pr_{жс}^{0,43}, \quad (7)$$

где диапазон применения в (6) и (7)  $Re_{\kappa} = w_{о,к} d_{э,к} / \nu = 5000 \dots 100000$ .

Средний по периметру оребренной поверхности коэффициент теплоотдачи с учетом (5)...(7) равен:

$$\bar{\alpha} = (\alpha_{cm} b + \alpha_p h + \alpha_m \delta_m) / (b + h + \delta_m),$$

где  $2\delta_m$  – толщина ребра на его торце.

Автор работ [5,6] построил эмпирическую корреляцию, связывающую коэффициент теплоотдачи с геометрическими параметрами продольно-ребренных труб. Он использовал гидравлический диаметр в числах  $Nu$  и  $Re$ , входящих в уравнение Диттуса – Болтера:

$$Nu_{DB} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

и, экспериментально обнаружив, что при таком подходе получаются завышенные значения  $\alpha$ , предложил эмпирический поправочный коэффициент, равный:

$$\frac{Nu}{Nu_{DB}} = (S/S_o)^{0,1} (F_r/F)^{0,5} \sec^3 \gamma, \quad (8)$$

где  $S, S_o$  – соответственно площадь поперечного сечения оребренной трубы и ядра потока в ней;

$F_r, F$  – соответственно площадь теплообменной поверхности гладкой трубы (внутренний диаметр равен диаметру у основания ребер) и оребренной трубы;  $\gamma$  - угол между осями ребра и трубы.

В [5,6] в качестве рабочих жидкостей использовались воздух, вода, смесь этиленгликоля с водой. Уравнение (8) справедливо в диапазоне изменения числа Re, определенного по гидравлическому диаметру, от 10000 до 100000. Однако, такие параметры как безразмерная высота ребра и относительный шаг ребер, от которых должен, по-видимому, зависеть  $\alpha$ , в явной форме в (8) не входят.

Теоретическому анализу теплоотдачи от турбулентного потока рабочего тела, текущего внутри продольно-оребреной трубы посвящена работа [10].

В ней авторы, используя разработанную ими модель пути перемешивания, в которую входит одна варьируемая константа, определяемая из экспериментальных данных по теплообмену внутри оребренной трубы, качественно подтвердили результаты исследования, приведенные в [9].

Результаты расчетов в [10] показали, что локальный коэффициент теплоотдачи от ребра значительно изменяется по его высоте, принимая наименьшее значение в основании и наибольшее значение на торце. Несколько меньшие изменения локального коэффициента теплоотдачи имеют место в межреберном пространстве. Установлено, что, в расчете на единицу площади, ребра являются более эффективной поверхностью теплообмена чем стенка трубы.

Количественные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении рабочего тела внутри продольно оребренной трубы в работе [10] не приведены.

#### **Выводы:**

1. При турбулентном режиме движения природного газа в трубах с продольными ребрами изменением коэффициента трения, обусловленным неизотермичностью потока рабочего тела можно пренебречь.

2. В межреберных каналах труб с внутренними продольными ребрами имеет место значительная неравномерность интенсивности теплообмена по высоте ребра.

3. Коэффициенты теплоотдачи на стенке между ребрами и на боковой поверхности ребер характеризуются средней скоростью в межреберных каналах и их геометрическими размерами, а на торцах ребер зависят от средней скорости потока и эквивалентного диаметра части сечения, не загроможденного ребрами.

4. Результаты обзора позволят обосновать и разработать методику расчета аппаратов воздушного охлаждения, широко применяемых на газокomppressorных станциях, а также расчетным путем получить оптимальные параметры продольного профилирования труб.

#### **Список литературы**

1. Идельчик И.Е. Справочник: Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
3. Васильченко Ю.А. Сопротивление при неизотермическом движении жидкости в трубах с продольными ребрами / Ю.А.Васильченко, М.С. Барбарицкая // Теплоэнергетика. – 1969. – № 1. – С.17.

4. Орнатский А.П. Исследование распределения скорости в трубах с внутренним продольным оребрением / А.П.Орнатский, В.К.Щербаков, М.Г.Семена // Теплоэнергетика. – 1970. – № 2. – С.75.
5. Carnavos T.C. Cooling Air in Turbulent Flow with Internally Finned Tubes: 17<sup>th</sup> National Heat Transfer Conf., Aug.1977: AIChE Paper presented. - Salt Lake City, UT, 1977.
6. Carnavos T.C. Heat Transfer Performans of Internally Finnet Tubes in Turbulent Flow: 18<sup>th</sup> National Heat Transfer Conf., Aug. 1979: AIChE Paper presented. - San Diego, CA, 1979.
7. Уэбб С. Теоретическая модель для расчета коэффициента трения при турбулентном течении в канале с внутренними ребрами / С. Уэбб // Теплопередача. – 1974. – №3. – С.19.
8. Васильченко Ю.А. Теплоотдача в трубах с продольными ребрами / Ю.А.Васильченко, М.С. Барбарицкая // Теплоэнергетика. – 1969. – № 5. – С. 66.
9. Орнатский А.П. Исследование теплоотдачи в межреберных каналах труб с внутренним продольным оребрением / А.П.Орнатский, В.К.Щербаков, М.Г.Семена // Теплоэнергетика. – 1970. – № 11. – С. 68.
10. Патанкар С. Анализ турбулентного течения и теплообмена в трубах и кольцевых каналах с внутренними ребрами / С. Патанкар, Спэрроу // Теплопередача. – 1979. – № 1. – С.33.
11. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. - К.: Вища школа, 1984. - 343 с.
12. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
13. Эккерт Э.Р. Теория тепло- и массообмена / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 680 с.
14. Ройзен Л.И. Тепловой расчет оребренных поверхностей / Л.И. Ройзен, И.Н. Дулькин. – М.: Энергия, 1972. – 256 с.

**Petr Barabash, Yaroslav Trokoz**

*National Technical University of Ukraine "KPI"*

**Vladimir Gorin**

*Korostensky chemical engineering plant "Chimmash"*

**The paper provides an analysis of published studies on hydrodynamics and heat transfer of turbulent flow of the working fluid within the tubes with longitudinal fins**

Widespread use of air coolers (ABO) in gas compressor stations makes it very urgent to reduce their consumption of materials, which can be achieved through intensification of heat transfer processes in these devices.

The study of the state of the question of the intensification of convective heat transfer in the heat-transfer medium moving inside the tubes and allow to justify the method of calculation of air coolers are widely used in gas compressor stations.

On the basis of this analysis will be obtained by calculation the optimal parameters of longitudinal profiling of pipes that will eventually lead to a reduction of the material of air coolers.

**hydrodynamics and heat flow of the working fluid, longitudinally finned tubes, turbulent flow, convective heat transfer, air coolers**

Получено 13.11.14

УДК 681.518.5

Р.О.Бойко, доц., канд. техн. наук, Л.Г. Загоровська, доц., канд. техн. наук, М.В.Гладка, ст. викл.

*Національний університет харчових технологій, м. Київ*

## Когнітивні агенти в системах автоматизації технологічних об'єктів сільськогосподарського призначення

В статті наведено результати використання багатоагентних систем, в яких реалізуються методи розподіленого управління та процедури координації для підсистем технологічного комплексу неперервного типу. Наведено дві структури, які реалізуються в нейромережових структурах.

**когнітивний агент, система автоматизації, технологічний комплекс, координація, задачі керування**

Р.О. Бойко, доц., канд. техн. наук, Л.Г. Загоровская, доц., канд. техн. наук, М.В. Гладкая, ст. препод.

*Національний університет пищевых технологий, г. Киев*

**Когнитивные агенты в системах автоматизации технологических объектов сельскохозяйственного назначения**

В статье приведены результаты использования многоагентных систем, в которых реализуются методы распределенного управления и процедуры координации для подсистем комплекса непрерывного типа. Приведены две структуры, которые реализуются в нейросетевых структурах.

**когнитивный агент, система автоматизации, технологический комплекс, координация, задачи управления**

**Вступ.** В багатоагентних системах можуть використовуватись задачі розподіленої обробки інформації для управління технологічними комплексами та установками сільськогосподарського призначення. Окремі агенти та їх об'єднання повинні мати когнітивні властивості та здатність до самонавчання, що забезпечується їх реалізацією на концепціях нейромережового та когнітивного управління.

В такій постановці когнітивний агент – автономна адаптивна система мережевої структури, яка виконує керування кількома зв'язаними процесами однієї установки, а когнітивність означає здатність агента формувати поведінку, яка дозволяє йому раціонально реагувати навіть на непередбачувану ситуацію, яка визначається поточними значеннями змінних процесу та зовнішнього середовища.

**Методика дослідження.** В типових задачах відомі:

- регульовані змінні процесу  $\{x_1, x_2, \dots, x_n, t\}$ ;
- компоненти поведінки (вузли мережі)  $\{B_1, B_2, \dots, B_m\}$ ;
- структурні зв'язки між вузлами мережі  $[C_{ij}]_{N \times N}$ .

Необхідно:

- оптимізувати перехідні процеси при регулюванні змінних за критерієм якості:

$$J = \int_0^{\infty} (a_1 |e(t)| + a_2 x^2(t)) dt + a_3 t_n, \quad (1)$$

де  $e(t)$  – похибка регулювання;  $x(t)$  – перехідний процес;

$t_n$  – час перехідного процесу;

$a_i$  – вагові коефіцієнти,  $i = \overline{1,3}$ ;

– оптимізувати взаємодію між компонентами поведінки  $\{B_1, B_2 \dots B_m\}$  за критерієм ймовірності активації найкращого компонента поведінки в поточній ситуації за рахунок визначення необхідних параметрів зв'язків між вузлами  $[C_{ij}]_{N \times N}^*$ . Структура багатоагентної системи буде такою (рис.1), де відображено взаємозв'язані агенти  $\{Ag_1, Ag_2 \dots Ag_n\}$ , середовище (множина керованих об'єктів)  $\{CO_1, CO_2 \dots CO_n\}$ , якому може відповідати множина станів  $S = \{S_1, S_2 \dots S_n\}$ . Тоді вводиться множина дій групи  $\alpha A_i = \{a_{1i}, a_{2i} \dots a_{ni}\}$  – дії  $i$ -го агента в різних станах.

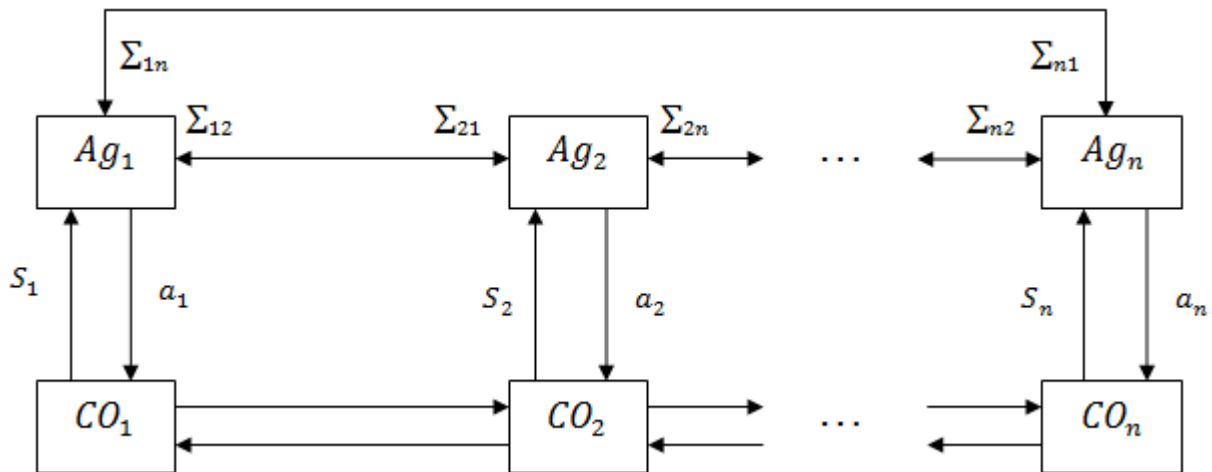


Рисунок 1 – Структура та параметри багатоагентної системи

Використовуючи термінологію багатоагентних систем та можливість інтенсивного обміну інформацією, вводиться множина можливих повідомлень від агентів  $\Sigma = \prod_i \Sigma_i$ , де  $\Sigma_i$  – множина повідомлень  $i$ -го агента з урахуванням обмежень на ресурси в стані  $S$ . Існує також  $B = \prod B_i$ ,  $B_i$  – множина внутрішніх ментальних станів групи агентів (переконань), компонентами якої  $B_i = \{b_i^t\}$  є переконання  $i$ -го агента в момент часу  $t$ , який отримано із серії спостережень та комунікаційних повідомлень до моменту  $t$ .

Використовується функція  $R : S \times A \times \Sigma \rightarrow R$  для оцінки дій на множині станів та дій в комунікаційній групі. Приймається, що поведінка системи характеризується «політикою»  $\pi : S \rightarrow A$ , як відображення станів у дії для всіх агентів, які входять у групу.

Задача формується таким чином. Відомі множини:

- дій агентів у групі  $\alpha$ ,  $A = \{A_1, A_2 \dots A_\alpha\}$ ;
- можливих повідомлень при спілкуванні між агентами  $\Sigma$ ;
- обмежень на використання ресурсів  $T(S)$ .

Необхідно організувати управління колективною роботою агентів в умовах обмежених ресурсів, наприклад, часу на прийняття рішень, тобто визначити найкращу політику агентів  $\pi^*$ . Для розв'язання такої задачі необхідно визначити також політику дій  $\pi_n : B_i \rightarrow A$  та координації  $\pi_\Sigma : B_i \rightarrow \Sigma_i$ . Можна визначити об'єднання політик

$\pi_n$  та  $\pi_\Sigma$  як комбіновані політики всіх агентів у групі  $\alpha$ . Тоді політика в цілому  $\pi_i$  є парою  $\langle \pi_n, \pi_\Sigma \rangle$ , а комбінована політика є парою  $\langle \pi_A, \pi_\Sigma \rangle$ . Нарешті оптимальна політика визначається за виразом:

$$\pi^* = \arg \max_{(\pi_i)} E\left(\sum_{i=0}^{\infty} R^i / \pi_A, \pi_\Sigma\right) \quad (2)$$

за умови, що час пошуку  $\pi^*(S) \leq \tau_s \in T(S)$ .

**Результати та висновки.** Для технологічних комплексів системи автоматизації є розподіленими зі складною ієрархічною структурою та різними функціями на різних рівнях ієрархії. Для реалізації багатоагентного підходу необхідно мати повні бази даних та відповідні бази знань, а агенти на різних рівнях ієрархії будуть мати різні архітектури (гетерогенні агенти). Такі агенти мають трьохрівневу структуру: верхній рівень відповідає за взаємодію між агентами (підсистемами), нижній – за жорсткі режими управління в реальному часі.

Задача координації підсистем технологічного комплексу є ефективною, а застосування когнітивних агентів реалізується на основі сучасних інформаційних технологій. Відомі когнітивні архітектури засновані на: теорії свідомості Бара (поведінкової мережі), загальній теорії пізнання (ACT, Soar), теорії практичного висновку (ВД7) та когнітивних взаємодій (CLARION). Останні дві є найбільш ефективними для побудови когнітивних агентів інформаційно-вимірювальних та керуючих систем.

На основі існуючих підходів до управління складними динамічними об'єктами (технологічними підсистемами, установками) одиничний когнітивний агент може бути дворівневим, де на нижньому рівні знаходяться агенти-контролери для управління технологічними процесами та зв'язані між собою мережевою структурою. Агенти-контролери з використанням сучасних технічних засобів можуть бути інтелектуальними (з використанням баз знань) або когнітивними, коли в них використовуються спеціальні засоби, які надають їм когнітивні властивості, наприклад, нейромережеві структури. Верхнім рівнем когнітивного агента є координатор, який узгоджує роботу агентів-контролерів (розподіляє ресурси, формує сигнали кооперації). Для цього координатору потрібні набори інтелектуальних правил або поведінкові (подійні) адаптивні мережі.

Для технологічної установки на нижньому рівні функціонують адаптивні ПД-регулятори, а верхній рівень може реалізуватись на штучних локальних мережах для координації кількох регуляторів. Для визначення параметрів ПД-регуляторів використовуються різні методи, наприклад, генетичні алгоритми [1].

Можлива організація багатоагентної системи для управління технологічним об'єктом, коли агент повинен мати можливість та засоби отримання інформації та впливу на зовнішнє середовище у відповідності до реакції на певну ситуацію. Так для технологічного комплексу описуються ситуації у вигляді наборів технологічних змінних та виконується їх порівняння з еталонними ситуаціями. Для досягнення мети кожної з підсистем організується комунікаційний зв'язок через координатор. Особливістю роботи агента є необхідність реакції на непередбачувані ситуації.

Для двох агентів-контролерів (рис.2), які є інтелектуальними та формують рішення на основі баз даних та знань, можуть функціонувати когнітивні агенти на основі, наприклад, нейромережевої структури, а координатор повинен мати свої бази даних та знань для організації кооперативної роботи агентів-контролерів [2].

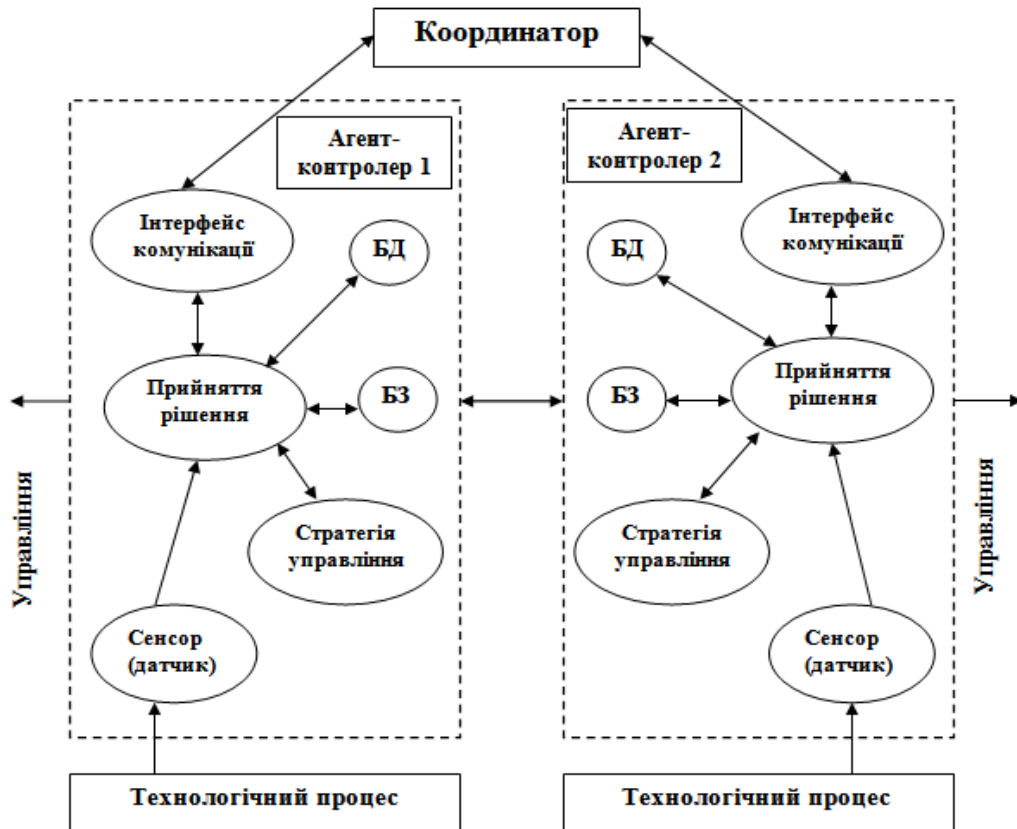


Рисунок 2 – Структура когнітивного агента технологічного комплексу

Організація поведінки когнітивного агента формально представляється відношенням включення функцій *insf* (*insert of function*):

$$CA_B = insf(M, F, P) \quad (3)$$

$$M = insf(GF_M, SMF_M); F = insf(CF_F, SMF_F)$$

$$P = insf(CF_P, SMF_P);$$

$$CF_M, CF_F, CF_P, CF; SMF_M, SMF_R, SMF_P, SMF;$$

$$CF = DandLandPandIandKandD_CandC;$$

$$SMF = P_GandPIDandMandL_S,$$

де  $CA_B$  – набір функцій поведінки когнітивного агента (верхній рівень координації), який включає функції моніторингу (M), прогнозування (F), планування (P);  $GF, SMF$  – набір центральних та сенсомоторних функцій (середній рівень поведінки управління), які активізуються як компоненти складних функцій M, F, P (позначені відповідними індексами);  $D, L, P, I, K, D_C, C$  – компоненти когнітивних функцій діалогу, навчання, передбачення, взаємодії, обробки знань, визначення умов роботи системи, координації відповідно;  $P_G, PID, M, L_S$  – компонентні сенсорні програми, ПІД-регулювання, підтримка робочих станів, навчання сенсорним функціям відповідно.

В технічних комплексах неперервного типу, які досліджувалися авторами статті [3], виділялися окремі підсистеми зі своїми критеріями управління та оптимізації технологічних режимів, які значною мірою залежать від матеріальних потоків між підсистемами. Якщо задача управління кожною з підсистем  $Z$  має техніко-економічний зміст, то тоді загальна задача управління технологічним комплексом  $Z_{TK}$  описується адитивною функцією:

$$Z_{TK} = \sum_{i=1}^n Z_i . \quad (4)$$

Конфліктна ситуація щодо визначення величини матеріальних потоків між підсистемами полягає в тому, що для  $i$ -ої підсистеми оптимум критерію управління відповідає максимальному навантаженню, а для  $(i-1)$  та (або)  $(i+1)$  – мінімальному, то і розв'язується у запропонованій структурі на основі процедур координації.

## Список літератури

1. Цзя Лу. Иммуная сеть с генетическим алгоритмом настройки для ПМД-управления/ Цзя Лу, Л.А. Станкевич// Научно-технические ведомости СПб ГПУ. – СПб: Наука, 2009. – 4(82). – С.27-36.
2. Ладанюк А.П. Системна задача координації в технологічних комплексах неперервного типу / А.П. Ладанюк, Д.А. Шумигай, Р.О. Бойко // Збірник наукових праць. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, вип. 25, частина I – Кіровоград: КНТУ, 2012. – С. 288-294.
3. Ладанюк Р.О. (Бойко) Информационная корпоративная система оперативной оценки эффективности сахарного производства // Р.О. Ладанюк, Л.Г. Загорская // XXIV Международная научная конференция. Математические методы в технике и технология (ММТТ – 24). Сборник трудов, том 6 – Саратов: 2011. – С. 15-17.

**Regina Boiko, Larisa Zahrovskaya, Miroslava Hladkaya**

*National University of Food Technologies*

**Cognitive agents in automation systems of technological objects**

The paper presents the results of the use of multisystems are implemented in distributed control methods and procedures for coordinating subsystems of continuous technological complex type. Shows two structures , which are implemented in neural structures.

**cognitive agent system automation, processing facility, coordination, problem management**

Одержано 16.04.14

**УДК 621.919**

**П. М. Єрьомін, інж., О. В. Чернявський, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**С.Ф. Студенець, інж.**

*Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля Національної академії наук України*

## Дослідження взаємодії деформуючого елемента протяжки із оброблюваною поверхнею деталей із графітовмісних чавунів

Із застосуванням верстатного та допоміжного обладнання розроблена оригінальна методика дослідження впливу деформуючого протягування на стан обробленої поверхні. Результати дослідження дозволять розробити високоефективні конструкції деформуюче-ріжучих протяжок для обробки отворів в деталях із графітовмісних чавунів.

**деформуюче протягування, верстат, графітовмісний чавун, шорсткість, пластична деформація**

**П. Н. Еремін, інж., А. В. Чернявський, проф., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**С.Ф. Студенец, інж.**

*Институт сверхтвердых материалов им. В.М. Бакуля Национальной академии наук Украины*

**Исследование взаимодействия деформирующего элемента протяжки с обрабатываемой поверхностью деталей из графитосодержащих чугунов**

С применением станочного и вспомогательного оборудования разработана оригинальная методика исследования влияния деформирующего протягивания на состояние обработанной поверхности. Результаты исследования позволят разработать высокоэффективные конструкции деформирующе-режущих протяжек для обработки отверстий в деталях из графитосодержащих чугунов  
**деформирующее протягивание, станок, графитосодержащий чугун, шероховатость, пластическая деформация**

**Постановка проблеми.** В сучасному сільськогосподарському та транспортному машинобудуванні широке застосування мають різні марки графітовмісних чавунів, які посідають друге місце після конструкційних сталей. Це пояснюється високими ливарними та механічними властивостями чавуну, а також його більш низькою вартістю у порівнянні зі сталями. Для обробки отворів у деталях із чавунів використовують операції різання: зенкерування, розвертання, чорнове та чистове розточування, хонінгування, ріжуче протягування, а також методи холодної пластичної деформації. Серед останніх методів найбільш поширеними є розкочування кульковими або роликковими інструментами та деформуєче протягування з використанням твердосплавних деформуючих елементів.

На даний час ефективним методом обробки отворів в виробах з чавунів є комбіноване деформуєчо-ріжуче протягування [1,2,3]. Вплив на оброблюваний матеріал додатковою механічною енергією холодного пластичного деформування дозволяє знизити роботу різання (оскільки зменшується її складова в зоні стружкоутворення), деформацію стружки, поліпшити оброблюваність матеріалу та підвищити допустимий ступінь заповнення стружкової канавки протяжки [2]. Цей спосіб досконало вивчений і знаходить широке використання при обробці пластичних матеріалів, але не розповсюджений на малопластичні, до яких відносяться і графітовмісні чавуни.

З урахуванням сказаного, дослідження поведінки графітовмісних чавунів під час взаємодії деформуєчого елемента протяжки із оброблюваною поверхнею деталей із них є актуальним питанням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомо, що графітовмісні чавуни здатні до граничного зміцнення при обмежених пластичних деформаціях і при певних умовах – до перезміцнення [4]. Такі деформаційні явища можуть позитивно впливати на оброблюваність чавуну при деформуєчо-ріжучому протягуванні, а саме на процес стружкоутворення і подрібнення стружки.

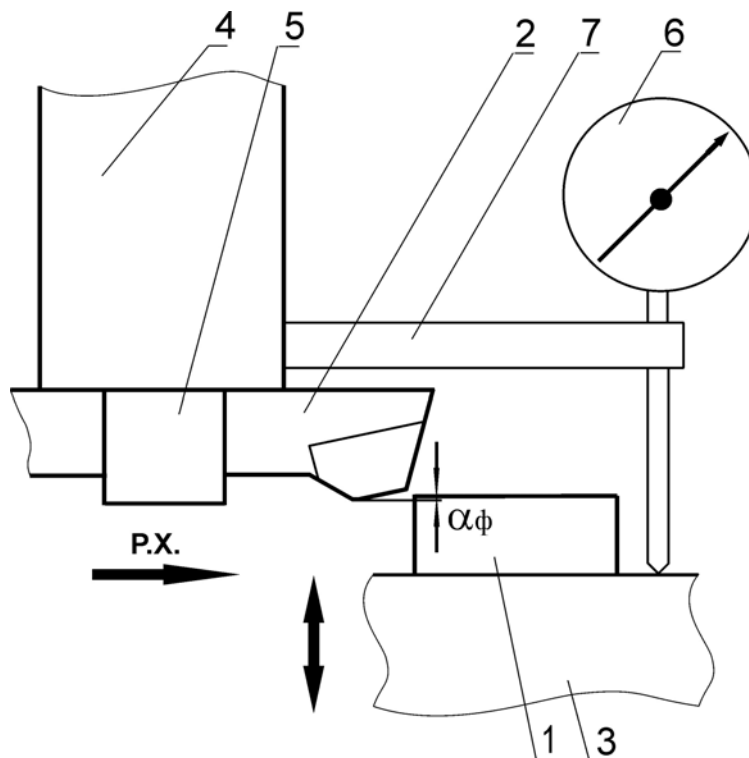
При ріжучому протягуванні чавунних деталей на ріжучих зубцях роблять стружкоподільчі канавки, які негативно впливають на стійкість зубців [5]. Враховуючи здатність чавунів до пластичного деформування, а з іншої сторони їх крихкість, стає можливим поділ стружки по периметру оброблюваного отвору за рахунок виконання стружкоподільчих канавок на деформуєчих елементах, розташованих перед зубцями із суцільним ріжучим лезом [6].

**Мета дослідження.** Дослідити вплив деформуєчого протягування на стан оброблюваної поверхні зразків із графітовмісних чавунів.

Завдання дослідження: 1) Розробити методіку дослідження; 2) Моделювання деформуєчого протягування зразків із графітовмісного чавуна з метою оцінки характеру деформації та шорсткості поверхні у зоні взаємодії дослідного інструмента та оброблюваного матеріалу.

**Об'єкт та методика дослідження.** Для вивчення впливу деформуєчого

протягування на стан обробленої поверхні зразків із графітовмісних чавунів нами запропонована та реалізована нова методика, яка полягає у наступному. Дослідний зразок 1 у формі циліндра із шліфованим торцем (рис. 1) жорстко закріплюється через призми в затискному пристрої 3, який встановлено на робочому столі фрезерного верстату мод. 676П.

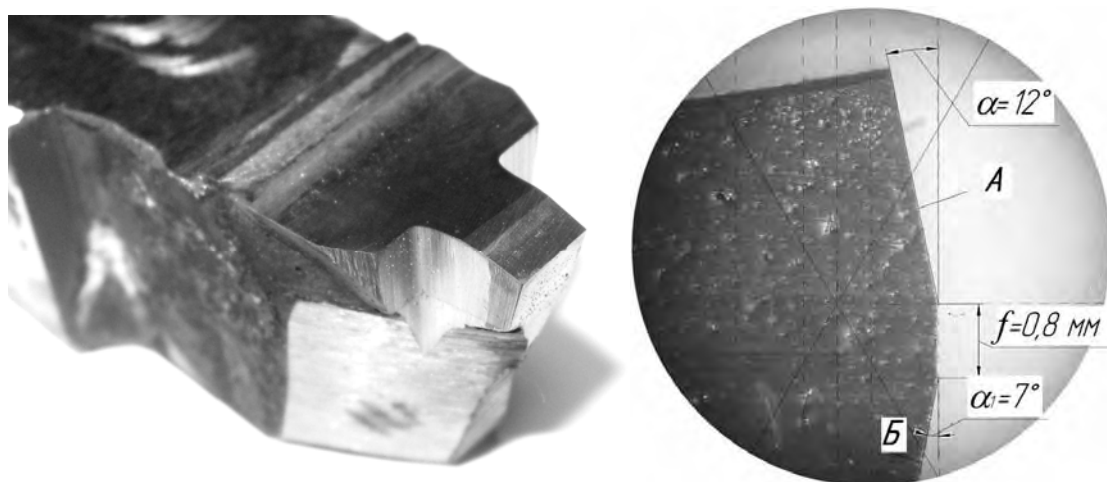


1 – дослідний зразок; 2 – інструмент; 3 – затискний пристрій; 4 – вертикальна бабка; 5 – оправка;  
6 – індикатор часового типу; 7 – магнітна стійка

Рисунок 1 – Схема обробки

На нижньому торці вертикальної бабки 4 верстата за допомогою спеціальної оправки 5 нерухомо встановлено дослідний інструмент 2, робоча частина якого імітує сектор деформуючого елемента протяжки (надалі ДЕ), що розташований поміж двома стружкоподільчими канавками [6].

Фактичний натяг між оброблюваною поверхнею дослідного зразка та робочою частиною інструменту  $\alpha_{\phi}$  контролюється індикатором часового типу 6 з ціною поділки 0,01 мм, який за допомогою магнітної стійки 7 закріплено на вертикальній напрямній верстата. Для запобігання явища схоплення поверхні зразка та інструменту, що контактують між собою, вони змащуються рідким мастилом марки „Індустріальне-20”. Робочий рух інструмента забезпечується повздовжнім переміщенням стола верстата із закріпленням на ньому зразком. Зразок закріплюється в механічних лещатах за допомогою призми. Загальний вигляд інструмента, а також кути нахилу його передньої та задньої робочих поверхонь показано на рисунку 2.



$\alpha$  – кут нахилу робочої поверхні А деформуючого елемента;  $\alpha_1$  – кут нахилу задньої поверхні Б деформуючого елемента;  $f$  – ширина стрічки

Рисунок 2 – Загальний вигляд та кути нахилу робочої та задньої поверхонь інструменту

На рисунку 3 показано робочу зону верстата разом із встановленими зразком та інструментом.



Рисунок 3 – Встановлені на верстаті дослідний зразок та інструмент

Для дослідження мікроструктури зразків та стану обробленої поверхні при великому збільшенні використовувались наступні прилади: металографічний мікроскоп МИМ-7, оптичний мікроскоп „Альтами”, растровий електронний мікроскоп моделі РЕМ-106И виробництва ВАТ «SELMІ» (м. Суми) та інструментальний мікроскоп БМИ-1. Для вивчення параметрів шорсткості обробленої поверхні зразків використовувався профілограф-профілометр «Talysurf-5». Вимірювання геометричних параметрів зразків проводилось з використанням: мікрометра типу МК ГОСТ 6507-78 (ціна поділки  $\Delta=0,01$  мм) та штангенциркуля типу ШЦ-11 ГОСТ 166-80 ( $\Delta=0,05$  мм).

Контролювання лінійних переміщень робочого стола фрезерного верстата здійснювалось шляхом використання індикатора годинникового типу ИЧ-25 ( $\Delta=0,01$  мм), який був закріплений на магнітному штативі типу 822-01. Після виставлення номінального натягу на деформуючий елемент робочий стіл верстата, з метою

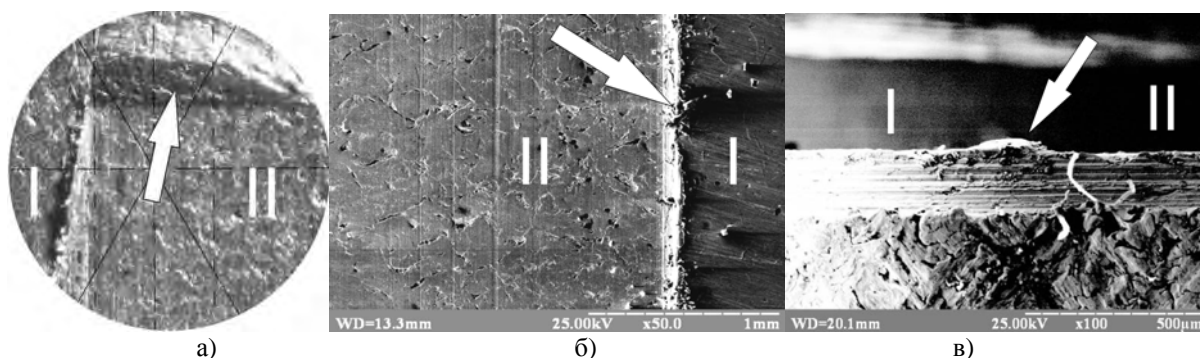
збільшення його жорсткості, додатково фіксувався за допомогою клинового механізму.

**Результати дослідження.** Після проведення циклу дослідів було отримано ряд канавок, які представляють собою слід від проходження інструмента по оброблюваній поверхні зразків із різними значеннями фактичного натягу на деформуючий елемент (відповідно 0,03; 0,06; 0,1 та 0,15 мм). Загальний вигляд обробленої поверхні зразка показано на рисунку 4



Рисунок 4 – Загальний вигляд отриманих канавок на зразку після обробки дослідним інструментом

На рисунку 5 показано збільшені фрагменти отриманої канавки, де стрілками відмічено валики із металу, що утворились внаслідок пластичної деформації чавуну.

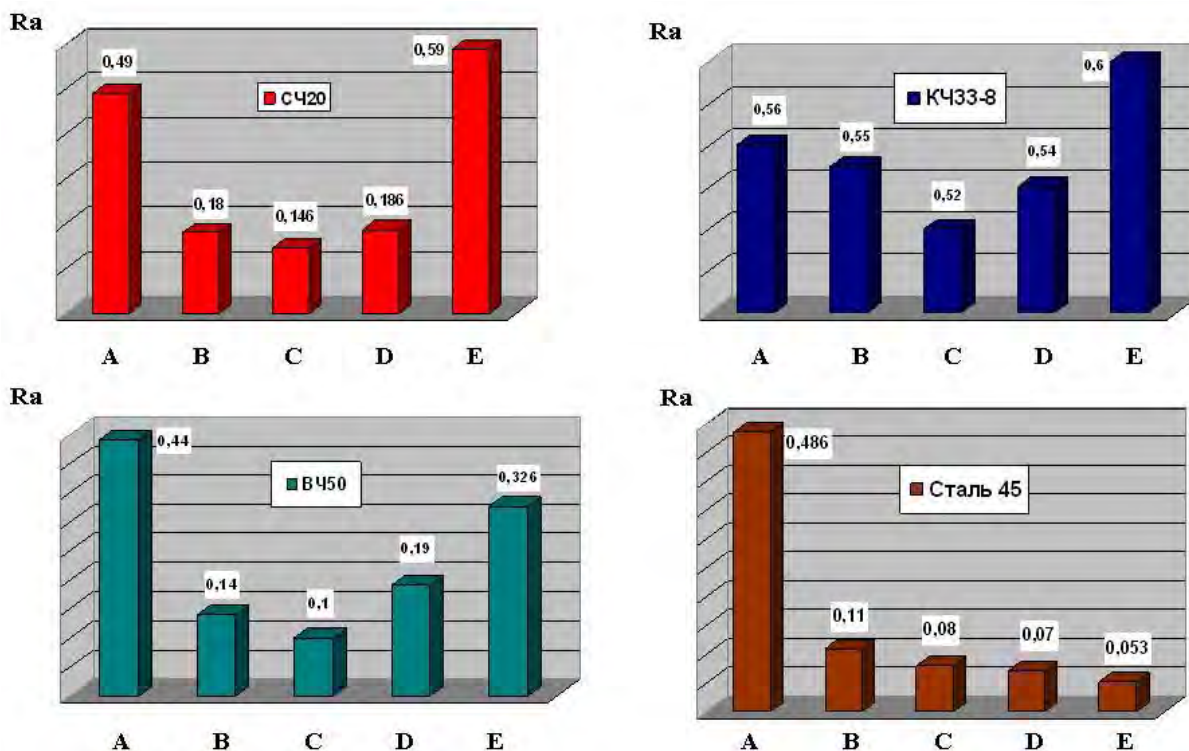


I – необроблена зона, II – оброблена зона.

Рисунок 5 – Фрагмент поверхні зразка: а) валик поперед ДЕ, вигляд зверху; б) валик збоку ДЕ, вигляд зверху; в) валик збоку ДЕ, поперечний розріз отриманої канавки

Поява такого валику поперед та з боків деформуючого елемента свідчить про наявність пластичної деформації оброблюваного матеріалу.

На рисунку 6 представлено результати вимірювання шорсткості поверхні дослідних зразків в початковому стані та після їх обробки інструментом із різними значеннями сумарного натягу на деформуючий елемент.



A – початкова шорсткість; B – натяг 0,03 мм; C – натяг 0,06 мм; D – натяг 0,1 мм; E – натяг 0,15 мм

Рисунок 6 – Залежність шорсткості обробленої поверхні зразків від сумарного натягу

Аналіз графіків свідчить, що під час деформуючого протягування чавунів збільшення натягу між поверхнею зразка та інструментом спочатку викликає зниження шорсткості поверхні до певної межі, а потім її різке зростання. Це можна пояснити тим, що при невеликих натягах на деформуючий елемент (0,03...0,06 мм) відбувається зменшення висоти мікронерівностей за рахунок пластичної деформації металу. Подальше збільшення сумарного натягу супроводжується зростанням контактних тисків у зоні взаємодії між інструментом та оброблюваною поверхнею, що призводить до виникнення явища надмірного зміцнення. На зразках сірого та ковкого чавуну внаслідок перезміцнення чавуну починається його руйнування (лущення) вздовж графітних включень та відокремлення часток металу від основи, про що свідчить різке зростання шорсткості при сумарному натягу 0,15 мм. В той же час потрібно відмітити, що для високоміцного чавуну ефект лушення обробленої поверхні проявляється в меншому ступеню за рахунок кулястої форми графітових включень. Шорсткість поверхні сталевого зразку при збільшенні сумарного натягу продовжує знижуватись завдяки високій пластичності цього матеріалу. Згідно даних із літератури [7] для перезміцнення сталі 45 при аналогічних умовах обробки потрібно 10-12 циклів деформування, що веде до збільшення довжини інструмента та часу його роботи.

**Висновки.** Підтверджена можливість досягти лушення поверхневого шару деталей із графітовмісного чавуну під час їх обробки деформуючим протягуванням, причому потрібна кількість циклів деформування значно менша, ніж для обробки вуглецевої сталі.

При обробці сірого та ковкого чавунів деформуючим протягуванням поступове збільшення натягу на деформуючий елемент спочатку призводить до певного зменшення шорсткості обробленої поверхні, а потім до її зростання внаслідок появи ефекту перезміцнення чавуну.

Отримані результати дозволяють попередньо визначати необхідну сумарну

деформацію (натяг на ДЕ) при проектуванні деформуючо-ріжучих протяжок, в яких використовується ефект перезміцнення графітовмісного чавуну для створення сприятливих умов протікання процесу стружкоутворення і подрібнення стружки.

При однакових умовах обробки сірий та ковкий чавуни мають більшу схильність до лущення обробленої поверхні, ніж високоміцний.

**Напрямок подальших досліджень** на нашу думку слід спрямувати на розробку високоефективних конструкцій комбінованих деформуючо-ріжучих протяжок для обробки круглих отворів у деталях із графітовмісного чавуну.

## Список літератури

1. Кацев П. Г. Обработка протягиванием / П. Г. Кацев // Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
2. Посвятенко Е. К. Наукове обґрунтування ефективності процесу деформуюче-ріжучого протягування: автореф. дис. на здобуття ступеня доктора. техн. наук спец. 05.03.01 «Процеси механічної і фізико-технічної обробки, верстати та інструмент» / Е. К. Посвятенко – К., 1993. – 35 с.
3. Розенберг О.А. Исследование процесса комбинированного протягивания гильз двигателей внутреннего сгорания из антифрикционных легированных чугунов/ О.А. Розенберг, С.Ф. Студенец, В.В. Мельниченко// Сучасні технології в машинобудуванні: зб. наук. праць/ Під ред. В. О. Федорович – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – Вип. 4. – С. 161-169.
4. Чернявский А. В. Повышение эффективности обработки отверстий в деталях из чугуна деформирующим протягиванием: автореф. дис. на соискание степени канд. техн. наук спец. 05.03.01 «Процессы механической и физико-химической обработки, станки и инструмент» / А. В. Чернявский – К., 1988. – 17 с.
5. Маргулис Д. К. Протяжки переменного резания / Д. К. Маргулис М.–С. : Машгиз 1962 – 269 с.
6. Єрьомін П. М. Розширення технологічних можливостей комбінованого протягування отворів у деталях із малопластичних металів / П. М. Єрьомін, О. В. Чернявський, А. І. Гречка // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки», СумДУ– 2010.– Вип. 4, – С. 52–54.
7. Розенберг А. М. Качество поверхности обработанной деформирующим протягиванием / А. М. Розенберг, О. А. Розенберг, Э. И. Гриценко, Э. К. Посвятенко // К.: Наук. думка, 1977. – 188 с.

**Pavel Eryomin, Alexandr Chernyavskiy**

*Kirovohrad National Technical University*

**Sergey Studenets**

*V. Bakul Institute for Superhard Materials of the National Academy of Sciences of Ukraine*

## **Investigation of the interaction of deforming element broach with the treated surface of a graphite cast iron parts**

An original technique to study the influence of deforming broaching on the condition of the treated surface. The purpose of the study - the impact on the state of the deforming broaching machined surface of the samples with a graphite cast irons.

The possibility to reach the peeling of the surface layer details from cast iron during processing deforming broaching, and the required number of cycles of deformation is much smaller than for the processing of carbon steel.

Results of the study will help to develop a highly efficient design deforming - cutting broaches for holes in the details of the graphite cast irons.

**deforming broaching, machine, graphite cast iron, roughness, plastic deformation**

Одержано 13.11.14

УДК 681.324

**Д. О. Кроніковський, доц., канд.техн.наук, А. П. Ладанюк, проф., д-р техн. наук**  
*Національний університет харчових технологій, м. Київ*

## **Необхідність та можливість підвищення якості системи автоматичного регулювання об'єктами агропромислового комплексу за рахунок використання адаптивних алгоритмів**

Останнім часом досить популярним серед науковців є дослідження адаптивних методів, що мають в основі нечітку логіку або нейромережний апарат в поєднанні з класичними алгоритмами керування. Метою статті є розкриття необхідності та можливості підвищення якості системи автоматичного регулювання (САР) за використання адаптивних алгоритмів. Для ґрунтовного дослідження можливості використання адаптивних регуляторів, зокрема ПІД-нейро та ПІД-нечіткого, для технологічних об'єктів харчової промисловості було зроблено ряд експериментів. Адаптивні алгоритми були реалізовані в середовищі MatLab. Проведений експеримент засвідчує перевагу ПІД-нечіткого адаптивного алгоритму над неадаптивним за рахунок меншої динамічної похибки та часу виходу на завдання (часу регулювання). Проте, якщо розглядати його в порівнянні з ПІД-нейро алгоритмом, то відносні показники є гіршими. Задача створення адаптивних систем є досить актуальною, що об'єктивно пояснюється наведеними прикладами і необхідністю покращення ефективності функціонування технологічних об'єктів харчової промисловості.

**адаптивне, керування, регулятор, алгоритм**

**Д. О. Крониковский, доц., канд. техн. наук, А. П. Ладанюк, проф., д-р техн. наук**  
*Национальный университет пищевых технологий, г. Киев*

**Необходимость и возможность повышения качества САР объектами агропромышленного комплекса за счет использования адаптивных алгоритмов**

В последнее время довольно популярным среди научных работников является исследование адаптивных методов, в основе которых лежит нечеткая логика или нейросетевой аппарат в объединении с классическими алгоритмами управления. Целью статьи является раскрытие необходимости и возможности повышения качества САР при использовании адаптивных алгоритмов. Для основательного исследования возможности использования адаптивных регуляторов, в частности ПИД-нейро и ПИД-нечеткого, для технологических объектов пищевой промышленности был сделан ряд экспериментов. Адаптивные алгоритмы были реализованы в среде Matlab. Проведенный эксперимент свидетельствует о преимуществе ПИД-нечеткого адаптивного алгоритма над неадаптивным за счет меньшей динамической погрешности и времени выхода на заданное значение (времени регулирования). Однако, если рассматривать его в сравнении с ПИД-нейро алгоритмом, то относительные показатели являются худшими. Задача создания адаптивных систем есть довольно актуальной, что объективно объясняется приведенными примерами и необходимостью улучшения эффективности функционирования технологических объектов пищевой промышленности.

**адаптивное, управление, регулятор, алгоритм**

**Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень.** Останнім часом досить популярним серед науковців є дослідження адаптивних методів, що мають в основі нечітку логіку або нейромережний апарат в поєднанні з класичними алгоритмами керування складними біотехнологічними об'єктами агропромислового комплексу. В [1] приводяться результати реалізації схем нейроуправління на прикладі практичних задач. Однак ці результати наведені відокремлено, без порівняння з результатами,

отриманими за допомогою ПД- регулятора, що не дозволяє реально оцінити ефективність запропонованої схеми. У літературі описана множина спроб реалізувати подібну схему стосовно різних задач керування [2,3]. При цьому на пропоновані підходи накладається ряд обмежень, які багато в чому ускладнюють їх практичну реалізацію.

Ситуація, що склалася у цьому напрямі дослідження, підкреслює актуальність проблеми, вимагає поглибленого вивчення якісних сторін САР, які могли б бути корисними для практиків і науковців.

**Метою статті** є розкриття необхідності та можливості підвищення якості САР за використання адаптивних алгоритмів. Для досягнення поставленої мети проаналізовано ряд наукових робіт, що стосуються нейро та фаззі інструментів адаптації. У процесі підготовки статті авторами було використано діалектичний метод наукового дослідження.

**Виклад основного матеріалу.** Для виявлення переваг та недоліків адаптивних алгоритмів з автоналаштуванням параметрів регулятора було проведено ряд експериментів. Їх суть полягала у тому, що, як правило, налаштування регулятора проводиться один раз при запуску технологічного обладнання. Але до уваги не береться той факт, що об'єкт є не стаціонарним, а лише квазістаціонарним, тобто з плином часу, в залежності від об'єкту, його технологічні змінні зміщуються в певному напрямку. Об'єктивно, необхідним варіантом розв'язання цієї проблеми є використання адаптивних алгоритмів.

Розглянуто задачу корекції якості перехідного процесу шляхом динамічної зміни в певних межах параметрів ПД - регулятора. Для лінійного об'єкта  $n$  - порядку та ПД - регулятора з передатною функцією:

$$W_P(S) = K_1 + \frac{K_2}{p} + K_3 p \tag{1}$$

рівняння системи має вигляд:

$$\begin{aligned} a_n y^{(n)} + a_{n-1} y^{(n-1)} + \dots + a_1 y' + a_0 y = \\ = K_1(u - y) + K_2 \int (u - y) dt + K_3 (u - y)' \end{aligned} \tag{2}$$

Для зручності представлення введено змінну:

$$x_1 = \int_0^t (u - y) dt \tag{3}$$

та подано рівняння управління у векторній формі:

$$\dot{X} = AX + Bu. \tag{4}$$

Для матриці  $A$  й елементів вектора  $B$  маємо наступні співвідношення:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & & 1 & 0 \\ -\frac{K_2}{a_n} & -\frac{a_0 + K_1}{a_n} & -\frac{a_1 + K_3}{a_n} & -\frac{a_2}{a_n} & \dots & -\frac{a_{n-2}}{a_n} & -\frac{a_{n-1}}{a_n} \end{pmatrix}; \tag{5}$$

$$b_1 = 1; b_2 = b_3 = \dots = b_{n-1} = 0; b_n = -\frac{K_3}{a_n}; b_{n+1} = \frac{a_{n-1}K_3 - a_nK_1}{a_n^2}. \tag{6}$$

Розраховано, що параметри ПД - регулятора в процесі керування можна змінювати в певних інтервалах:

$$K_i^{\min} \leq K_i \leq K_i^{\max}, i = \overline{1,3} \quad (7)$$

Нехай при  $u = u(t)$  й деяких припустимих значеннях параметрів  $K_i$  система може бути переведена зі стану  $X(t_0) = X^0$  в заданий стан  $X(t_1) = X^1$ . Ставиться задача переведення системи зі стану  $X^0$  в стан  $X^1$  за мінімальний час  $t_1 - t_0$  шляхом динамічної зміни параметрів  $K_i$ . Відповідно до принципу максимуму вводимо шукану систему:

$$\dot{\Psi} = -A^* \Psi \quad (8)$$

Параметри  $K_i$  визначили з умови максимуму функції за параметрами  $K_i$ :

$$H(\Psi, X, K_1, K_2, K_3) = (AX + Bu, \Psi) \quad (9)$$

Отримано задачу максимізації функції за  $K_i$ :

$$H_1(\Psi, X, K_1, K_2, K_3) = b_n \Psi_n u - \frac{1}{a_n} (K_2 x_1 + K_1 x_2 + K_3 x_3) \Psi_{n+1} + b_{n+1} \Psi_{n+1} u. \quad (10)$$

Однак, для режиму переведення керованої системи з однієї точки статичної рівноваги  $X^0$  в іншу точку статичної рівноваги  $X^1$  при східчастій зміні  $U$  моменти перемикаць керуючих параметрів залишаються фіксованими для даної системи і можуть бути розраховані заздалегідь [4,5].

Запропонований метод корекції перехідного процесу гарантовано дасть позитивні результати, проте його реалізація можлива за допомогою оптимальної програми перемикаць.

Для ґрунтовного дослідження можливості використання адаптивних регуляторів, зокрема ПІД-нейро та ПІД-нечіткого, для технологічних об'єктів харчової промисловості було зроблено ряд експериментів. Адаптивні алгоритми були реалізовані в середовищі MatLab. Структурна схема реалізації ПІД-нейро адаптивного алгоритму наведена на рис.1.

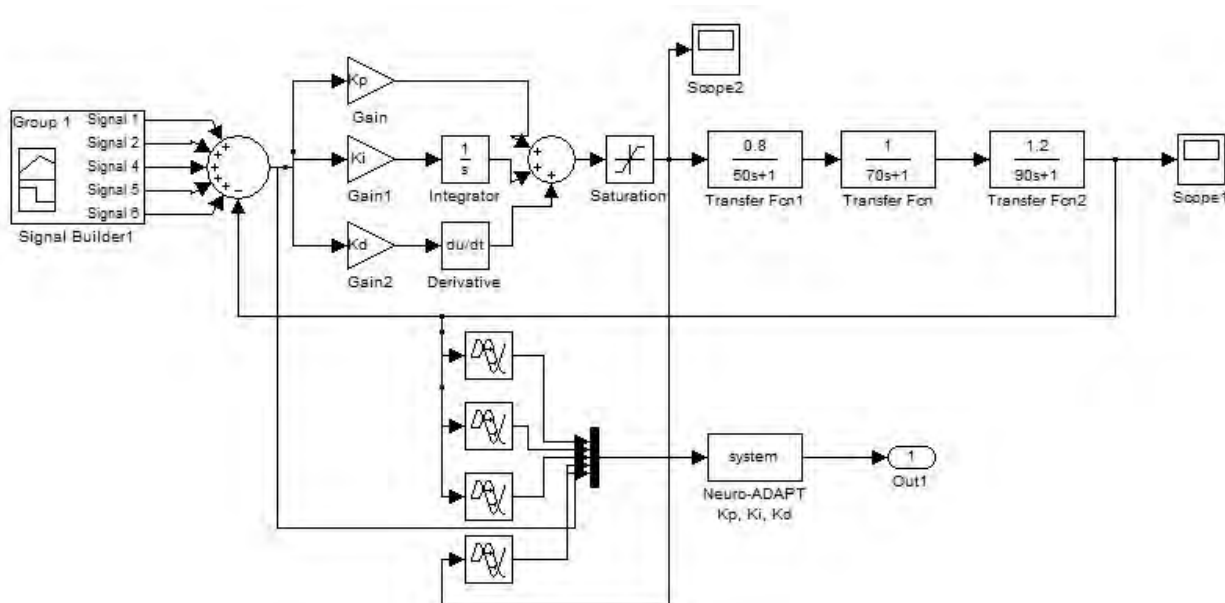


Рисунок 1 – Структурна схема САР з адаптивним ПІД-алгоритмом на основі нейромережної корекції параметрів регулятора

Спочатку для кожного з експериментів створювалася ненавчена нейромережа. Вона мала тришарову структуру. Після ряду експериментів було розроблено ряд рекомендацій для впровадження нейро-адаптивного алгоритму, зокрема: необхідність початкового налаштування регулятора;

необхідність роботи нейроалгоритму, в залежності від постійної часу об'єкту (в межах 100-10000Т) в режимі моніторингу для формування бази знань;

Для наочності експерименту в якості завдання на вхід регулятора подавався сигнал зміни завдання за часом. Порівняльною базою було обрано один і той же об'єкт (жомосушарка цукрового заводу), проте змінні передаточної функції були змінені на 4% від початкових. Це відповідає можливим відхиленням, що присутні в технологічних об'єктах харчової промисловості згідно статистичних даних. Отримані результати наведені на рис.2.

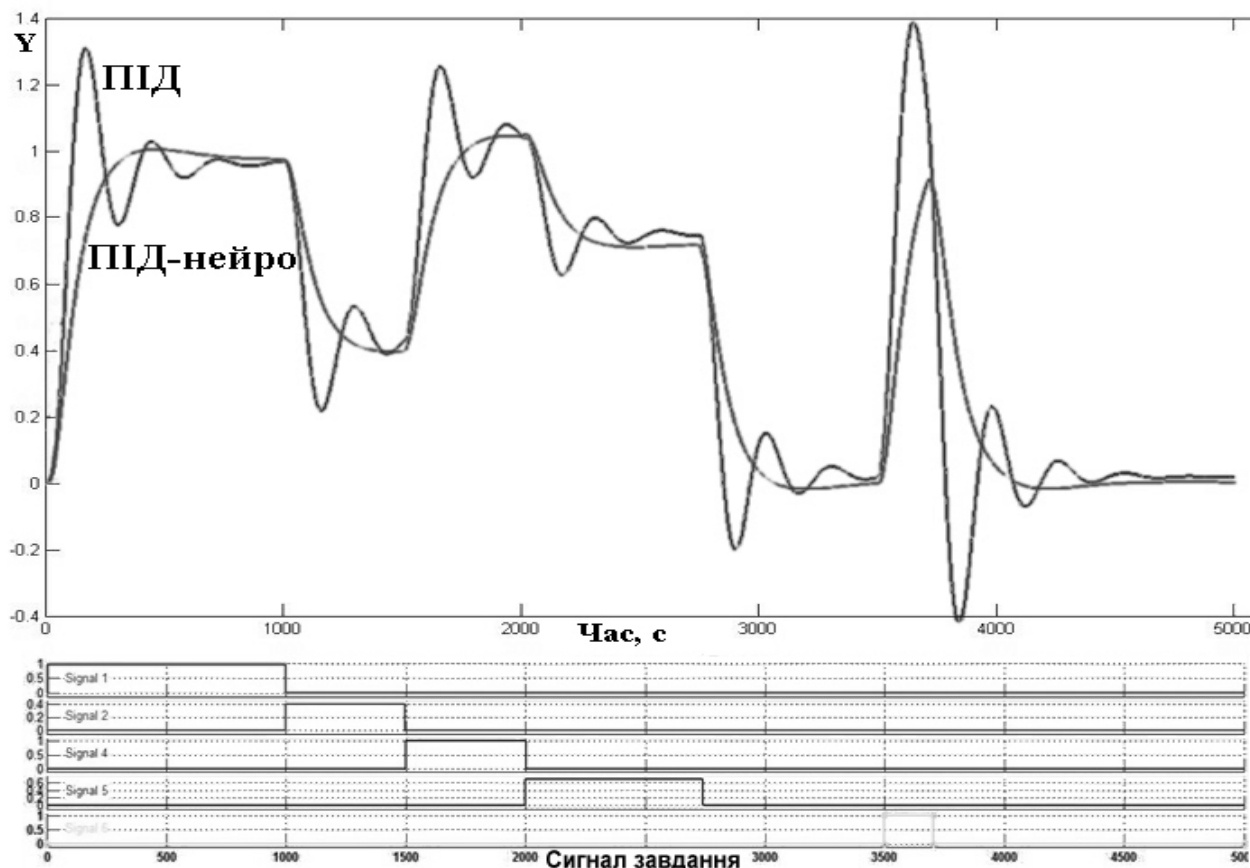


Рисунок 2 – Перехідні процеси за зміни завдання для ПІД-нейро та ПІД регулятора

Очевидно, що всі вищеперераховані фактори вплинули на якісні характеристики функціонування системи автоматизації, віддаливши її від оптимального режиму. У випадку використання ПІД-нейроадаптивного алгоритму отримано кращі характеристики, що свідчить як про технологічну ефективність, так і про економію енергоресурсів.

Значна перевага простежується для ПІД-нейро регулятора як за швидкодією, так і за величиною динамічної похибки. В свою чергу, недоліками є: необхідність реалізації зв'язку між контролером та програмним забезпеченням нейромережі; складність початкового налаштування.

Для системного підходу до дослідження адаптивних алгоритмів було також проведено аналогічні експерименти для ПІД-нечіткого(ПІД-fuzzy) адаптивного алгоритму. Структура ПІД-fuzzy алгоритму наведена на рис.3. За порівняльний базис було взято ПІД-алгоритм без адаптації.

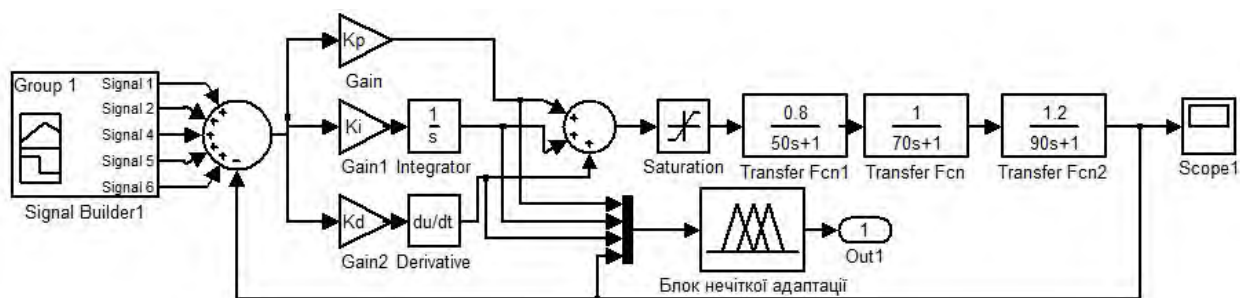


Рисунок 3 – Структурна схема САР з адаптивним ПІД-алгоритмом на основі нечіткої корекції параметрів регулятора

Заповнення бази знань, а також вибір термів було проведено згідно методики, що є класичною та висвітленою в багатьох наукових працях [6]. Отримані перехідні процеси наведено на рис.4.

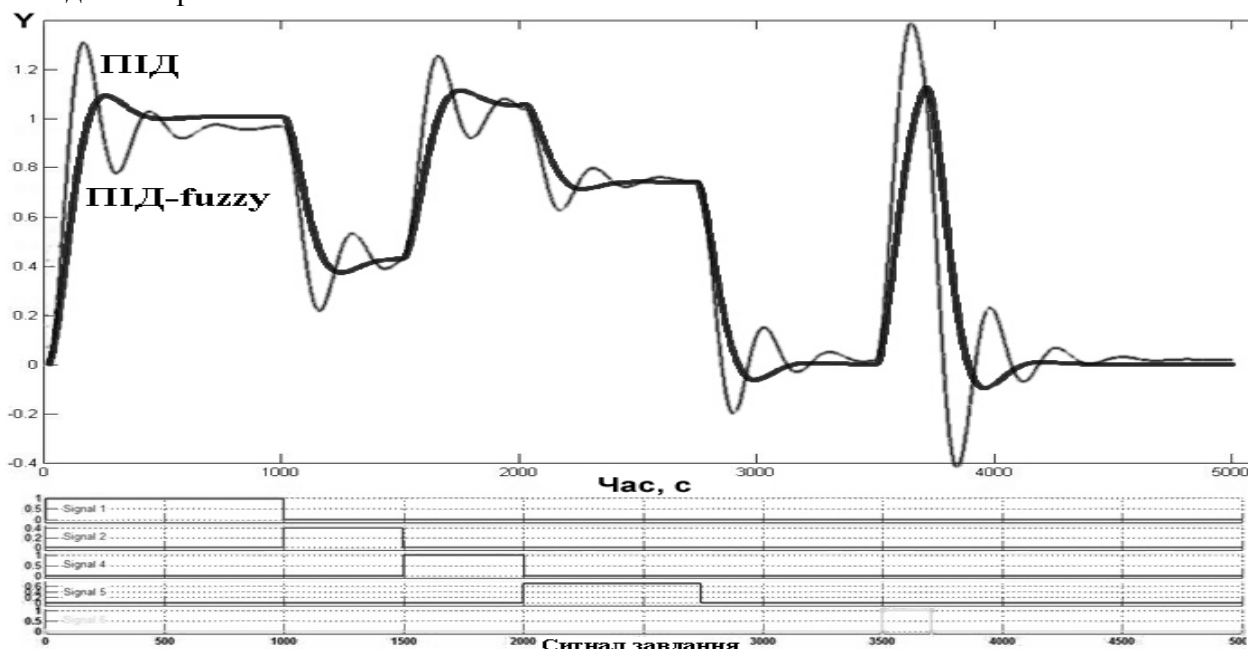


Рисунок 4 – Перехідні процеси за зміни завдання для ПІД-fuzzy та ПІД- регулятора

Проведений експеримент засвідчує перевагу ПІД-fuzzy адаптивного алгоритму за рахунок меншої динамічної похибки та часу виходу на завдання (часу регулювання). Проте, якщо розглядати його в порівнянні з ПІД-нейро алгоритмом, то відносні показники є гіршими. До переваг ПІД-fuzzy адаптивного алгоритму варто віднести кращі якісні характеристики порівняно з неадаптивними алгоритмами, а до недоліків – необхідність використання зовнішнього програмного забезпечення для створення та функціонування системи автоматизації.

Висновки. Задача створення адаптивних систем є досить актуальною, що об'єктивно пояснюється наведеними прикладами і необхідністю покращення ефективності функціонування технологічних об'єктів харчової промисловості. Алгоритм адаптації в першу чергу націлений на зміну параметрів регулятора, а як відомо, зміна параметрів при русі до оптимального критерію може призвести до втрати стійкості. Виходом з цієї ситуації є використання алгоритму, який би перед зміною параметрів регулятора перевіряв на моделі системи її стійкість з новими параметрами. Цей алгоритм не обов'язково має бути прописаний в самому контролері. Доцільно передбачити його функціонування безпосередньо на ПК, оскільки він значно може обтяжити процесор

контролера. Цей крок може сповільнити зміну параметрів регулятора на час виконання алгоритму оцінки запасу стійкості системи з новими параметрами, що необхідні для адаптивного керування, проте, враховуючи можливості сучасного комп'ютерного забезпечення, ця затримка буде незначною.

Таким чином алгоритм адаптації доповниться оцінкою запасу стійкості, що забезпечить уникнення аварійної ситуації в майбутньому і удосконалив систему автоматизації в цілому.

## Список літератури

1. Omatu S. Neuro-Control and its Applications / S. Omatu, M. Khalid, R. Yusof. - London: Springer, 1995. - 235p.
2. Chen J. Applying neural networks to on-line updated PID controllers for nonlinear process control / J. Chen, T. Huang // *Journal of Process Control*. №14. 2004. - p. 41-49.
3. Shu H., Pi V. PID-neural networks for time-delay systems / H. Shu, V. Pi // *Computers and Chemical Engineering*. №24. 2000. - p. 2-17
4. Александров В.М. Оптимальные процессы в линейных измерительных системах / В.М.Александров, А.А.Нестеров // *Автометрия*, 1965.- № 2.- с. 11-20.
5. Александров В.М. Применение оптимального управления для улучшения характеристик аналоговых измерительных приборов/ В.М.Александров, А.А. Нестеров // *Автометрия* 1967.- № 6.- С.119-122.
6. Васильев В.И. Интеллектуальные системы управления. Теория и практика / В.И. Васильев, Б.Г.Ильясов.-М.: Радиотехника,- 2009.- 392с.

### **Dmytro Kronikovskiy, Anatolij Ladanyuk**

*National University of Food Technologies*

#### **Necessities and possibilities of improving the quality fo SAR by using adaptive algorithms**

Recently, quite popular among scientists is investigation of adaptive methods that are based on fuzzy logic and neuro apparatus combined with classical control algorithms. The aim of the article is checking the necessity and possibility of improving the quality of automatic control system (ACS) by using adaptive algorithms. The experiments confirms superiority in -fuzzy adaptive algorithm of nonadaptive due to less dynamic error and control time. However, when viewed in comparison with neuro - PID algorithm , the ratios are worse. Problem of creating adaptive systems is quite relevant that objectively explained above examples and needs to improve the efficiency of the food industry technological objects. The proposed method of correction of transient guaranteed to give positive results, but its implementation using the optimal switching applications sensitive to even small changes in the parameters of the object and the action of disturbances.

Algorithm adaptation is primarily aimed at changing the parameters of the regulator, and is known to change settings while driving to the optimal criterion can lead to loss of stability. This algorithm does not need to be in the controller. It is expedient to provide for its operation directly on your PC, because it can significantly burden the processor controller. Thus adaptation algorithm complemented evaluation of stability that will ensure the avoidance of an emergency situation in the future and improve the automation system as a whole.

**adaptive, management, control, algorithm, fuzzy rules**

Одержано 29.09.10

УДК 621.9.06

**І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, викл., С.М. Якименко, доц., канд. фіз.-мат. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Зона обслуговування верстата з МПС при виконанні свердлильних операцій**

В статті визначається зона обслуговування робочого простору верстату з МПС при свердлінні деталі, в якій отвори розташовані з різних боків.  
**верстат, гексапод, МПС, ВПС, верстат з механізмом паралельної структури**

**И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук Д.В. Вахниченко, преп. С.Н. Якименко, доц., канд. физ.-мат. наук**  
*Кировоградский национальный технический университет*

**Зона обслуживания станка с МПС при выполнении сверлильных операций**

В статье определяется зона обслуживания рабочего пространства станка с МПС при сверлении детали, в которой отверстия расположены с разных сторон.  
**станок, гексапод, МПС, СПС, станок с механизмом параллельной структуры**

У сільському господарстві важливу роль відіграють механічні засоби виробництва – трактори, автомобілі, та інші робочі і силові машини. Важлива складова даного обладнання – корпусні деталі. Для зменшення часу на обробку отворів в корпусних деталях та можливості виконання обробки під кутом пропонується використовувати нове обладнання на основі механізмів паралельної структури (МПС).

В процесі проектування верстата з механізмом паралельної структури важливо встановити його рухові характеристики. Однією з таких характеристик є величина робочого простору, в якій можна виділити зону обслуговування [1,2]. Розміри останньої залежать від технологічного призначення верстата та обраних розмірів механізму паралельної структури.

Оскільки до переваг даного обладнання можна віднести виконання операцій під кутом, особливо свердління, то доцільно розглядати робочий простір, утворений нахиленим на кут виконавчим органом (ВО) з інструментом. Обробка складних деталей може виконуватися не лише за умови нахилу інструмента в один бік, а і за умови підходу інструменту до деталі з різних боків. В даних дослідженнях пропонується аналітичне визначення величини зони обслуговування в площині виконуваної свердлильної операції під час обробки нахилених отворів з різних боків деталі.

Під час обробки отвору з одного боку зона обслуговування буде нахилена в бік, протилежний нахилу інструмента (рис.1,а). Для отвору, розташованого з іншого боку, зона обслуговування буде симетрична до даної відносно вісі симетрії МПС. Узагальнена схема за умови обробки отвору з різних сторін деталі представлена на рис.1,б. Аналіз зони обслуговування в площині дасть можливість більш повно проаналізувати вплив конструктивних параметрів МПС на його рухові характеристики.

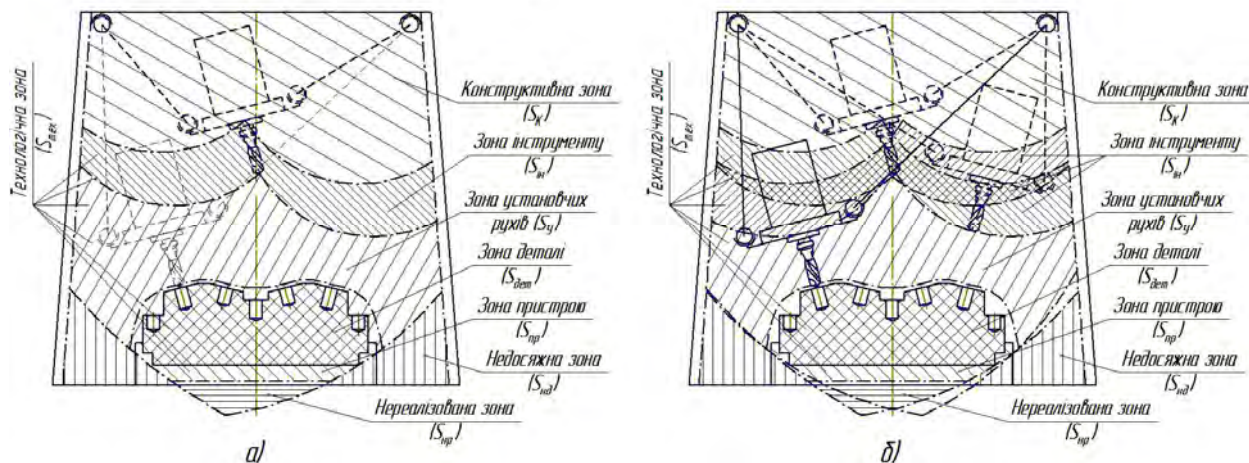


Рисунок 1 – Робочий простір верстата з МПС при обробці під кутом

Утворену зону можна умовно поділити на 2 рівні частини по вісі симетрії верстата з МПС. Зона обслуговування обмежується рухом штанг змінної довжини та каркасом самого верстата (рис.2). Оскільки зазначена зона обслуговування має симетричну форму, тому для спрощення розрахунків детальний поділ площі на частини виконаємо для однієї із сторін. Загальну частину площі розбиваємо на чотири складові частини, які відповідно позначені  $S_1 \dots S_4$ , для кожної із них складаємо рівняння площі.

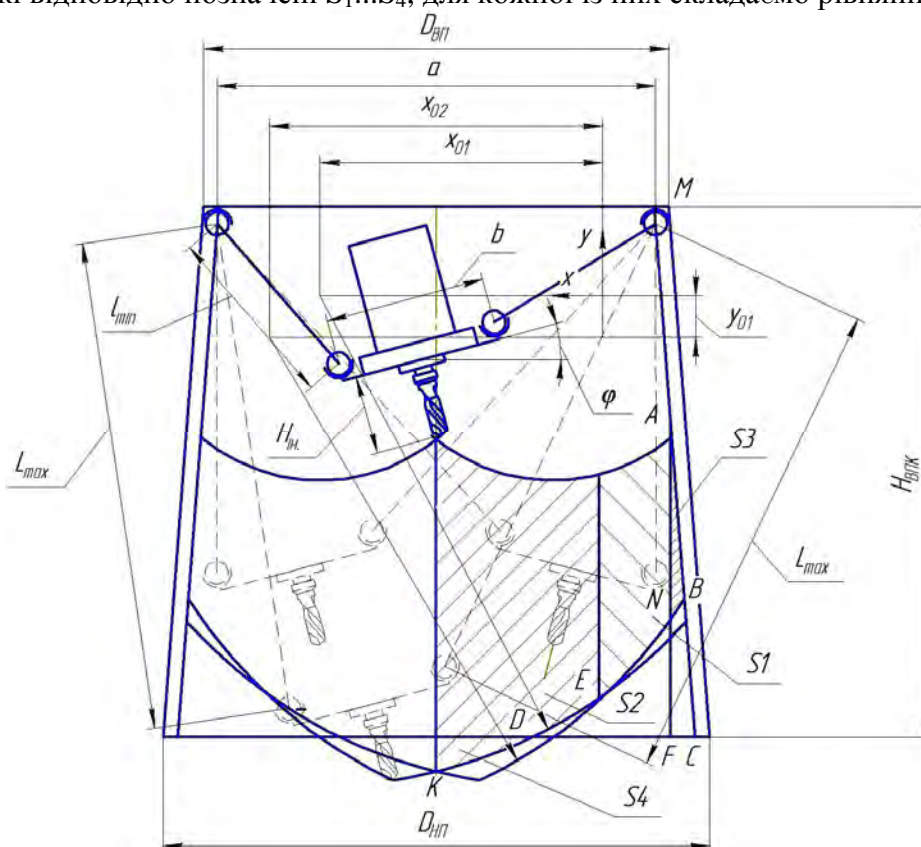


Рисунок 2 – Форма зони обслуговування при обробці під кутом

На схемі (рис.2) основні конструктивні параметри мають позначення:  $a$ ,  $b$  – відстань між опорами нерухомої та рухомої платформ відповідно;  $H_{ин}$  – довжина інструмента;  $L_{max}$  – максимальна довжина штанги;  $L_{min}$  – мінімальна довжина штанги.

Початок системи координат знаходиться в центрі однієї з кривих, а центри кривих знаходяться в т.  $O_1(x_{01}, y_{01})$  та  $O_2(x_{02}, y_{02})$ . При переносі обмежень руху кінематичних ланок з центра шарніра до вершини інструмента, їх координати  $x_{01} = a - b \cdot \cos \varphi$ ;  $y_{01} = -b \cdot \sin \varphi$ ;  $x_{02} = a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \cdot \sin \varphi$ ;  $y_{02} = 0$ .

Для визначення площі першої складової системи нам необхідно визначити межі, а саме точку  $E$  (рис.2). Дана точка знаходиться на перетині двох кіл, її можна визначити із системи рівнянь даних кіл, які утворені траєкторією перетину максимально видовжених штанг при нахилі інструменту з різних боків до вісі симетрії МПС.

Тоді система рівнянь матиме вигляд:

$$\begin{cases} (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2 + (y - (-b \cdot \sin \varphi))^2 = L^2 \\ (x - (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \cdot \sin \varphi))^2 + y^2 = L^2 \end{cases} \quad (1)$$

Розв'яжемо дану систему рівнянь:

$$\begin{cases} x^2 - 2x \cdot (a - b \cdot \cos \varphi) + (a - b \cdot \cos \varphi)^2 + y^2 - 2y \cdot (-b \cdot \sin \varphi) + (-b \cdot \sin \varphi)^2 = L^2 \\ x^2 - 2x \cdot (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi) + (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi)^2 + y^2 = L^2 \end{cases} \quad (2)$$

Розв'язок матиме вигляд:

$$y = \frac{(a - b \cdot \cos \varphi)^2 - (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi)^2 + (-b \cdot \sin \varphi)^2}{2(-b \cdot \sin \varphi)} + \frac{x[H_{in}]}{-b} \quad (3)$$

Для спрощення розрахунку введемо змінні:

$$C_1 = \frac{(a - b \cdot \cos \varphi)^2 - (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi)^2 + (-b \cdot \sin \varphi)^2}{2(-b \cdot \sin \varphi)}; \quad C_2 = \frac{[H_{in}]}{-b} \quad (4)$$

Тоді рівняння матиме вигляд:

$$y = C_1 + C_2 \cdot x$$

Підставляємо це рівняння в формулу і зводимо її до квадратного рівняння:

$$(x - (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi))^2 + (C_1 + C_2 \cdot x)^2 = L^2 \quad (5)$$

Розв'язок для визначення координати точки  $E$  матиме вигляд:

$$x_E = \frac{-(-2(a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi) + 2C_1 \cdot C_2)}{2 \cdot (1 + C_2^2)} - \frac{\sqrt{(-2(a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi) + 2C_1 \cdot C_2)^2 - 4 \cdot (1 + C_2^2) \cdot (C_1^2 + (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi)^2 - L^2)}}{2 \cdot (1 + C_2^2)} \quad (6)$$

Друга межа буде обмежена каркасом верстата з МПС і матиме координату точки  $A(x_a, y_a)$ . Точка  $A$  лежить на перетині прямої  $MC$  і кола. Рівняння прямої  $MC$  має вигляд:

$$y - y_m = k(x - x_m)$$

Координати точки  $M(x_m, y_m)$  визначаємо з розрахункової схеми:

$$x_m = \frac{-[D_{BII} - (a - b \cdot \cos \varphi + 2H_{in} \sin \varphi)]}{2}, \quad (7)$$

$$y_m = y_0 - H_{in} \cdot \cos \varphi + \frac{b}{2} \sin \varphi \quad (8)$$

Для знаходження координати точки  $A$  перетину прямої  $MC$  та кола складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} (x - (2H_{in} \sin \varphi))^2 + (y - y_0)^2 = R_2^2 \\ y = k(x - x_m) + y_m \end{cases} \quad (9)$$

Визначаємо коефіцієнт  $k$ , що визначає кут нахилу прямої і дорівнює куту нахилу стінки каркаса:

$$k = \operatorname{tg} \left( \operatorname{arctg} \left( \frac{CL}{ML} \right) + \frac{\pi}{2} \right) = \operatorname{tg} \left( \operatorname{arctg} \left( \frac{D_{III} - D_{VII}}{2 \cdot H_{ВПК}} \right) + \frac{\pi}{2} \right). \quad (10)$$

Рівняння матиме вигляд:

$$y = k(x - x_m) + y_m = kx - kx_m + y_m. \quad (11)$$

Підставляємо друге рівняння системи у перше і розв'язуємо його:

$$(x - (2H_{in} \sin \varphi))^2 + (kx + (-kx_m + y_m - (-b \sin \varphi)))^2 = L^2. \quad (12)$$

З даного рівняння нам підходить лише один розв'язок:

$$x_a = \frac{-(-2(2H_{in} \sin \varphi) + 2k(-kx_m + y_m - (-b \sin \varphi)))}{2 \cdot (1 + k^2)} - \frac{\sqrt{(-2(2H_{in} \sin \varphi) + 2k(-kx_m + y_m - (-b \sin \varphi)))^2 - 4 \cdot (1 + k^2) \cdot ((2H_{in} \sin \varphi)^2 + (-kx_m + y_m - (-b \sin \varphi))^2 - L^2)}}{2 \cdot (1 + k^2)} \quad (13)$$

Записуємо рівняння кіл для визначення площі і виводимо з них  $y$ :

$$(x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2 + y^2 = L^2 \quad y = \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} \quad (14)$$

$$(x - (2H_{in} \sin \varphi))^2 + (y - (-b \sin \varphi))^2 = l_{\min}^2 \quad y = \sqrt{l_{\min}^2 - (x - (2H_{in} \sin \varphi))^2} + (-b \sin \varphi) \quad (15)$$

Визначаємо площу  $S_1$  з урахуванням обмежень площі координатами  $x$  точок  $A$  і  $E$ :

$$S_1 = \int_{x_a}^{x_E} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} - \sqrt{l_{\min}^2 - (x - (2H_{in} \sin \varphi))^2} + b \sin \varphi \right) dx \quad (16)$$

Для визначення площі  $S_2$  необхідно визначити обмеження, тобто координати точки  $K$ , яка знаходиться на вісі симетрії верстата з МПС. Друге обмеження це координати точки  $E$ , яка була визначена раніше.

Координата точки  $K$  визначається з розрахункової схеми  $K(x_k; y_k)$ :

$$x_k = \frac{(a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi)}{2}. \quad (17)$$

Записуємо рівняння кіл для визначення площі  $S_2$  і виводимо з них  $y$ :

$$(x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2 + y^2 = L^2 \quad y = \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2}, \quad (18)$$

$$(x - (2H_{in} \sin \varphi))^2 + y^2 = l_{\min}^2 \quad y = \sqrt{l_{\min}^2 - (x - (2H_{in} \sin \varphi))^2}. \quad (19)$$

Визначаємо площу  $S_2$  з урахуванням обмежень площі координатами  $x$  точок  $K$  і  $E$ :

$$S_2 = \int_{x_E}^{x_k} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2} - \sqrt{l_{\min}^2 - (x - (2H_{in} \sin \varphi))^2} \right) dx. \quad (20)$$

Знаходимо площу  $S_3$  з необхідними обмеженнями, тобто координати точки  $B$  та координати точки  $N$ . Координата точки  $N$  по вісі  $x$  відповідає координаті точки  $A$ .

Точка  $B$  лежить на перетині прямої  $MC$  і кола. Рівняння прямої  $MC$ :

$$y - y_m = k(x - x_m).$$

Для знаходження координати точки  $B$  перетину прямої та кола складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2 + y^2 = L^2 \\ y = k(x - x_m) + y_m \end{cases} \quad (21)$$

Вводимо додаткове позначення:  $b_2 = -kx_m + y_m$ , тоді підставляємо друге рівняння системи у перше і розв'язуємо його:

$$(x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2 + (kx + (-kx_m + y_m))^2 = L^2. \quad (22)$$

Розв'язок:

$$x_b = \frac{-2(a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi) + 2k(-kx_m + y_m)}{2 \cdot (1 + k^2)} - \frac{\sqrt{(-2(a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi) + 2k(-kx_m + y_m))^2 - 4 \cdot (1 + k^2) \cdot ((a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi)^2 + (-kx_m + y_m)^2 - L^2)}}{2 \cdot (1 + k^2)}. \quad (23)$$

Далі записуємо рівняння кола і кривої для визначення площі  $S_3$  і виводимо з них  $y$ :

З рівняння  $(x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2 + y^2 = L^2$  визначаємо  $y$ :

$$y = \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} \quad (24)$$

Рівняння кривої:  $y = kx + (-kx_m + y_m)$

Визначаємо площу  $S_3$  з урахуванням обмежень площі координатами  $x$  точок  $B$  і  $N$ :

$$S_3 = \int_{x_b}^{x_a} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} - kx - (-kx_m + y_m) \right) dx. \quad (25)$$

Для визначення площі  $S_4$  необхідно визначити обмеження, тобто координати точки  $K$ , яка знаходиться на вісі симетрії МПС. Друге обмеження це координати точки  $D$ . Координата точки  $K$  було визначено вище  $K(x_k; y_k)$ .

Визначаємо координати точки  $D$ :

$$y_d = H_{ВПК} - b \sin \varphi - \left( H_{in} \cos \varphi - \frac{b \sin \varphi}{2} \right), \quad (26)$$

$$x_d = -\sqrt{L^2 - \left( \left( H_{ВПК} - (-b \sin \varphi) - \left( H_{in} \cos \varphi - \frac{b \sin \varphi}{2} \right) \right) - (b \sin \varphi) \right)^2} + (a - b \cdot \cos \varphi). \quad (27)$$

Далі записуємо рівняння кола і кривої для визначення площі  $S_3$  і виводимо з них  $y$ .

З рівняння  $(x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2 + (y - (-b \sin \varphi))^2 = L^2$  визначаємо  $y$ :

$$y = \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2} + (-b \sin \varphi). \quad (28)$$

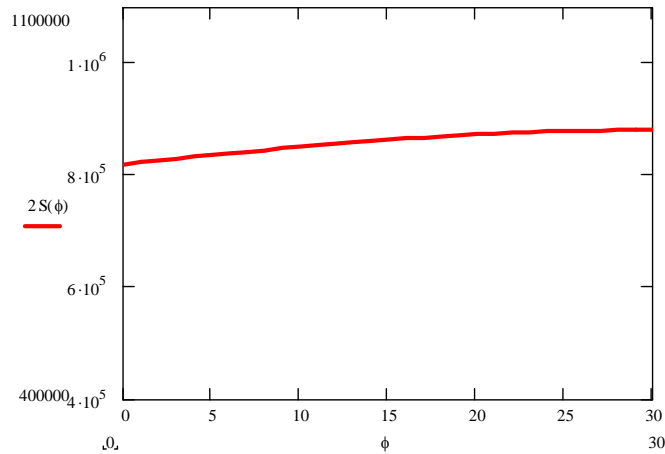
Визначаємо площу даної ділянки:

$$S_4 = \int_{x_d}^{x_k} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2} + (-b \sin \varphi) - \left( H_{ВПК} - b \sin \varphi - \left( H_{in} \cos \varphi - \frac{b \sin \varphi}{2} \right) \right) \right) dx. \quad (29)$$

Визначаємо загальну площу:

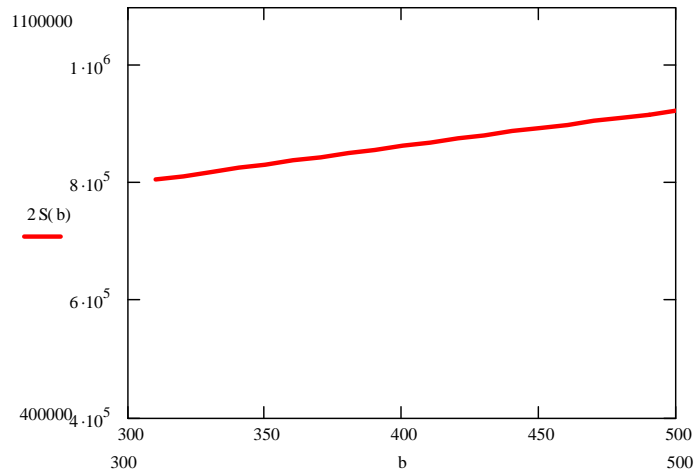
$$\begin{aligned}
 S = 2(S_1 + S_2 + S_3 - S_4) = & 2 \cdot \left( \int_{x_a}^{x_E} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} - \sqrt{l_{min}^2 - (x - 2H_{in} \sin \varphi)^2} + b \sin \varphi \right) dx + \right. \\
 & + \int_{x_E}^{x_k} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2} - \sqrt{l_{min}^2 - (x - 2H_{in} \sin \varphi)^2} \right) dx + \\
 & + \int_{x_b}^{x_a} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi + H_{in} \sin \varphi))^2} - k_x + kx_m - y_m \right) dx + \\
 & \left. - \int_{x_d}^{x_k} \left( \sqrt{L^2 - (x - (a - b \cdot \cos \varphi))^2} - H_{ВПК} - H_{in} \cos \varphi + \frac{b \sin \varphi}{2} \right) dx \right)
 \end{aligned} \tag{30}$$

Проаналізуємо вплив конструктивних і технологічних складових верстата з МПС на площу зони обслуговування. Результати цих досліджень представлені графіками на рис.3 – рис.8.



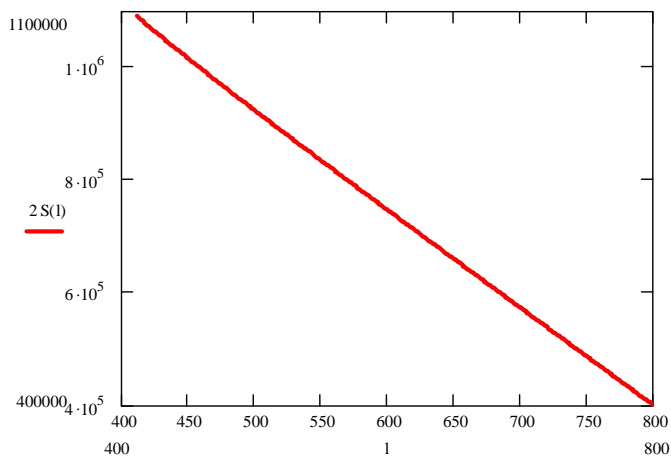
$b=400; a=1350; l_{min}=500; L=1350; \varphi=0 \div 30^\circ; H_{in}=100; H_{ВПК}=1200; D_{ВП}=1,1a; D_{НП}=1,3a$

Рисунок 3 – Графік впливу кута нахилу рухомої платформи на величину зони обслуговування верстата з МПС



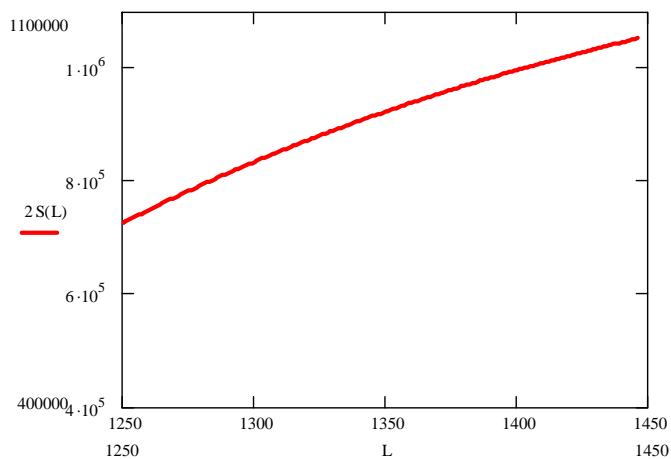
$b=300 \div 500; a=1350; l_{min}=500; L=1350; \varphi=15^\circ; H_{in}=100; H_{ВПК}=1200; D_{ВП}=1,1a; D_{НП}=1,3a$

Рисунок 4 – Графік впливу розміру рухомої платформи на зону обслуговування верстата з МПС



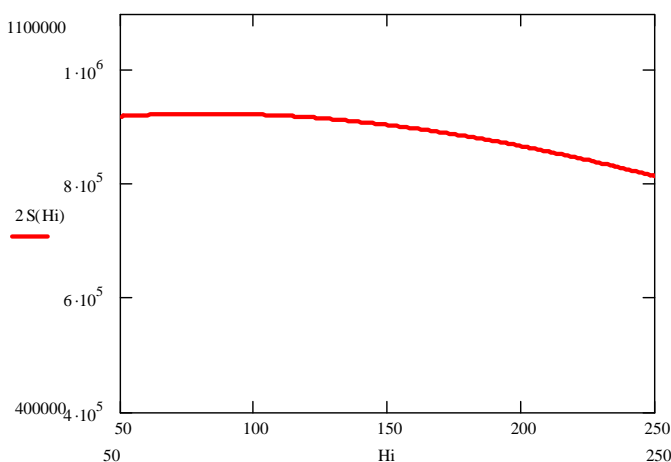
$b=500; a=1350; l_{min}=400\div 800; L=1350; \varphi=15^\circ; H_{in}=100; H_{ВПС}=1200; D_{ВП}=1,1a; D_{НП}=1,3a$

Рисунок 5 – Графік впливу мінімального розміру штанги на зону обслуговування верстата з МПС



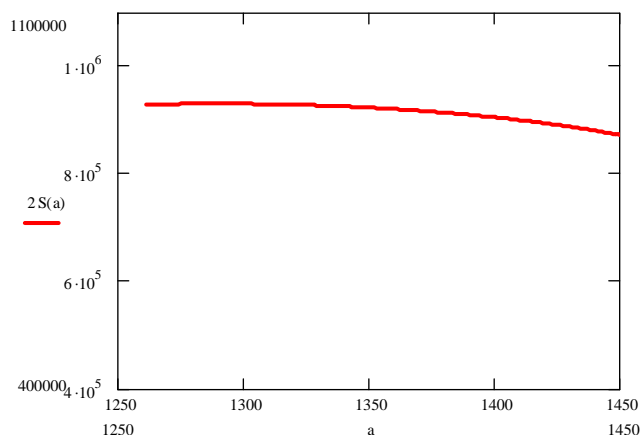
$b=500; a=1350; l_{min}=500; L=1250\div 1450; \varphi=15^\circ; H_{in}=100; H_{ВПС}=1200; D_{ВП}=1,1a; D_{НП}=1,3a$

Рисунок 6 – Графік впливу максимального розміру штанги на зону обслуговування верстата з МПС



$b=500; a=1350; l_{min}=500; L=1350; \varphi=15^\circ; H_{in}=50\div 250; H_{ВПС}=1200; D_{ВП}=1,1a; D_{НП}=1,3a$

Рисунок 7 – Графік впливу розміру інструменту на зону обслуговування верстата з МПС



$$b=500; a=1250 \div 1450; l_{\min}=500; L=1350; \varphi=15^\circ; H_{\text{ин}}=100; H_{\text{ВПС}}=1200; D_{\text{ВЛ}}=1,1a; D_{\text{НЛ}}=1,3a$$

Рисунок 8 – Графік впливу розміру між шарнірами нерухомої платформи на зону обслуговування верстата з МПС

Аналіз отриманих даних дозволяє зробити наступні висновки:

В роботі запропоновано нову методику визначення робочого простору верстатів з паралельною кінематикою в площині аналітичним методом.

При будь-якому куті нахилу рухомої платформи в робочому просторі верстата з МПС можна виділити вісім частин його площі.

На кожен частину простору мають вплив свої конструктивні параметри.

З графіка впливу кута нахилу рухомої платформи на зону обслуговування ВПК, видно що із збільшенням кута нахилу інструмента величина зони обслуговування дещо збільшується. Так при зміні кута  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $30^\circ$  зона обслуговування збільшується на 7,5%.

З графіка впливу розміру рухомої платформи на зону обслуговування ВПК видно – із збільшенням розміру рухомої платформи з 300 до 500 мм величина зони обслуговування збільшується на 15,4%.

З графіка впливу мінімального розміру штанги на зону обслуговування ВПК, видно, що із збільшенням розміру мінімального розміру штанги з 400 до 800мм величина зони обслуговування зменшується на 64,1%.

З графіка впливу максимального розміру штанги на зону обслуговування ВПК, бачимо, що із збільшенням розміру максимального розміру штанги з 1250 до 1450 мм величина зони обслуговування збільшується на 45,6%.

З графіка впливу інструмента на зону обслуговування ВПК бачимо, що із збільшенням розміру інструмента з 50 до 250мм величина зони обслуговування на 11,5% зменшується.

З графіка впливу розміру між опорами нерухомої платформи на зону обслуговування верстата з МПС бачимо, що із збільшенням розміру між опорами нерухомої платформи з 1250 до 1450мм величина зони обслуговування на 6% зменшується.

Отримані залежності можуть враховуватись при виборі конструктивних параметрів верстатів з МПС згідно їх цільового призначення.

## Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування./ І. І. Павленко – Кіровоград; КНТУ, 2007. – 420с.

2. Павленко І. І. Аналіз робочого простору верстата з паралельною кінематикою. / І. І. Павленко, Д. В. Вахніченко / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2012. – Вип.25. ч.1. – С.117-124.
3. Павленко І. І. Аналіз робочого простору верстата з паралельною кінематикою при обробці деталей під кутом. / І. І. Павленко, Д. В. Вахніченко / Збірник наукових праць КНТУ: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2013. – Вип.26. – С.48-53.

**Ivan Pavlenko, Dmitriy Vakhnichenko, Sergiy Yakimenko**

*Kirovograd National Technical University*

**The service area of the machine with PKM, when performing drilling operations**

Operation of the machine is possible with the geometric space that is a working space of the machine with a parallel structure of the mechanism. Reasoned determination of the magnitude of this space allows him to set reasonable sizes depending on the mechanism used with parallel structure.

The article is made a general equation for determining the coverage area of the working space of the machine with the mechanism of parallel structure when performing drilling operations at an angle.

As a result, to analyze the influence of design parameters of the mechanism of parallel structure to the service area.

**machine, hexapod, PKM, machine with parallel structure**

Одержано 07.11.14

**УДК 681.17; 681.5.015**

**Ю.М. Пархоменко, канд. техн. наук, М.Д. Пархоменко, доц.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Автоматизація контролю концентрації газів та рівня рН в процесі виробництва цукру**

Досліджуються шляхи створення автоматизованої системи контролю концентрації газів та рівня рН на ділянках 1-ї та 2-ї сатурації і сульфїтації дифузійного соку в процесі виробництва цукру. Визначено тип напівпровідникового газового сенсора та рН - датчика і запропоновано методика розрахунку концентрації газових компонент за результатами вимірювання електропровідності газового сенсора при кроковій зміні температур.

**автоматизована система контролю, дефєкація, сатурація, сульфїтація, дифузійний сік, цукроваріння, тонкоплівковий напівпровідниковий датчик, електропровідність**

**Ю.М. Пархоменко, канд. техн. наук, М.Д. Пархоменко, доц.**

*Кіровоградский национальный технический университет*

**Автоматизация контроля концентрации газов и уровня рН в процессе производства сахара**

Исследуются пути создания автоматизированной системы контроля концентрации газов и уровня рН на участках 1-й и 2-й сатурации и сульфитации диффузионного сока в процессе производства сахара. Определен тип полупроводникового газового сенсора и рН - датчика и предложена методика расчета концентрации газовых компонент по результатам измерения электропроводности газового сенсора при шаговом изменении температур.

**автоматизированная система контроля, дефєкация, сатурация, сульфїтація, диффузний сок, сахароварение, тонкопленочный полупроводниковый датчик, электропроводность**

За даними Держкомстату Україна в 2013р. зменшила виробництво цукру у два рази - до 1,2 млн т, проти 2,23 млн. т. у попередньому році. Це викликано зниженням рентабельності його виробництва, зменшенням площ промислового вирощування буряку та числа цукрових заводів. Якщо у 2012 році буряки переробляли 63 підприємства, то у 2013 році виробництвом цукру займалося 38 заводів.

Зменшення числа цукрових заводів та промислового вирощування буряків викликає необхідність вдосконалення технологічного процесу виробництва цукру-піску шляхом більш глибокого вилучення цукрози із сировини і поліпшення якості продукту. У коренеплодах цукрових буряків міститься 20...25% сухих речовин, з них вміст цукрози коливається в межах 14...18% [1]. Отриманий з буряка дифузійний сік містить 15...16% сухих речовин, з яких 14...15% цукрози і близько 2% - не цукрози. Практика цукроваріння показує, що коефіцієнт вилучення цукру з буряка досягає лише 72% . Підвищення глибини вилучення цукрози залежить від розміру бурякової стружки, температури і концентрації розчину та терміну їх зустрічного руху в дифузійній установці. Якість кінцевого продукту залежить від дотримання технології очищення дифузійного соку. Останнє не можливо виконати без підвищення рівня автоматизації процесу цукроваріння і створення ефективної системи контролю технологічних параметрів. Коли до центрального пульта управління буде оперативно надходити достовірна інформація про поточні параметри процесу, тоді оператор або автоматизована система керування зможуть своєчасно і вірно прийняти рішення про внесення змін у технологічний процес. Отже, проблема забезпечення оперативного контролю процесу цукроваріння є актуальною.

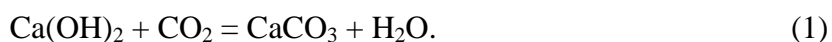
**Метою** даної статті є дослідження шляхів вдосконалення системи контролю концентрації газів та рівня рН (вміст активних іонів водню  $H^+$ ) під час сатурації та сульфатації дифузійного соку.

На цукрових заводах України діє типова схема виробництва цукру - піску, яка складається з наступних стадій: подача буряка і очищення його від домішок; отримання дифузійного соку з бурякової стружки; очищення дифузійного соку шляхом дефекації, сатурації та сульфатації; згущення соку випарюванням; варіння утфелю та отримання кристалічного цукру; сушіння, охолодження і зберігання цукру-піску.

В дифузійний сік переходить до 98% наявної в буряковій стружці цукрози і близько 80% розчинних нецукрів. Останні перешкоджають отриманню кристалічної цукрози і збільшують втрати цукрози в патоці – кінцевому відході цукрового виробництва. Задача сокоочищувального відділу полягає в максимальному видаленні нецукрози та частини вологи, отриманні світлого та прозорого сиропу, придатного для кристалізації цукрози.

На етапі дефекації дифузійний сік (рН= 5,8...6,4) очищується фізико-хімічним способом від домішок цукрози, шляхом використання ротаційних уловлювачів та обробки розчином вапнякового молока  $Ca(OH)_2$ . Під дією іонів кальцію коагулюють і осідають колоїдні речовини соку – білки, пектини, забарвлюючі речовини; осідають солі деяких органічних (щавльової, лимонної, оксилімонної, яблучної, винної, оцтової) та мінеральних (сірчаної, фосфорної) кислот; під дією іона гідроксилу видаляються катіони магнію, заліза та алюмінію. Сік висвітлюється та набуває жовто-зеленого забарвлення.

Подальше очищення соку здійснюється на 1-му та 2-му етапах сатурації 28–32% сатураційним газом, який вміщує  $CO_2$ ,  $CO$  та  $O_2$ . Цей процес супроводжується реакцією видалення в осадок карбонату кальцію  $CaCO_3$



Рівень рН підвищується до 10,8...11,6. Фільтрований сік 2-ї сатурації піддається сульфатації – обробці сульфатаційним газом, що містить 10-12%  $SO_2$ . При цьому вміст активних іонів водню рН знижується до 8,5...8,7. Основне призначення сульфатації -

зниження кольоровості соку за рахунок блокування сірчистим газом хромофорних груп пофарбованих сполук з перетворенням їх у безбарвні лейкосполуки. Вибілений сік фільтрують і направляють на згущення. Наведений опис вказує на важливість проведення безперебійного контролю вмісту газових компонент  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$  та  $\text{SO}_2$  в сатураційному та сульфитаційному газах на протязі усього періоду цукроваріння.

Для оцінки вмісту газових компонент були досліджені можливості різних типів датчиків, серед яких найбільший інтерес викликали тонко-плівкові напівпровідникові кремнієві газоаналізатори. Принцип їх роботи базується на зміні провідності тонких напівпровідникових прошарків при адсорбції на їх поверхні різних хімічних речовин. Оскільки кристал напівпровідника являє собою тонку напівпровідникову плівку, то адсорбція на його поверхні молекул із оточуючого газового середовища призводить до зміни його електричних властивостей. При дослідженні в лабораторних умовах результатів адсорбції молекул окремого газового компонента на поверхні напівпровідника було встановлено, що провідність сенсора газового датчика  $\sigma_s$  залежить від температури навколишнього середовища  $T_i$ , питомої провідності  $\sigma_i(T_i)$  газового компонента і його концентрації  $C_i$  [3], тобто

$$\sigma_s = C_i \cdot \sigma_i(T_i). \quad (2)$$

Термограми питомої провідності  $\sigma_i(T_i)$  вуглекислого газу  $\text{CO}_2$ , окису вуглецю  $\text{CO}$ , молекул кисню  $\text{O}_2$  та повітря представлено на рис. 1. Як видно з графіків, питома провідність кожної з газових компонент по різному залежить від температури навколишнього середовища і ця залежність має нелінійний характер.

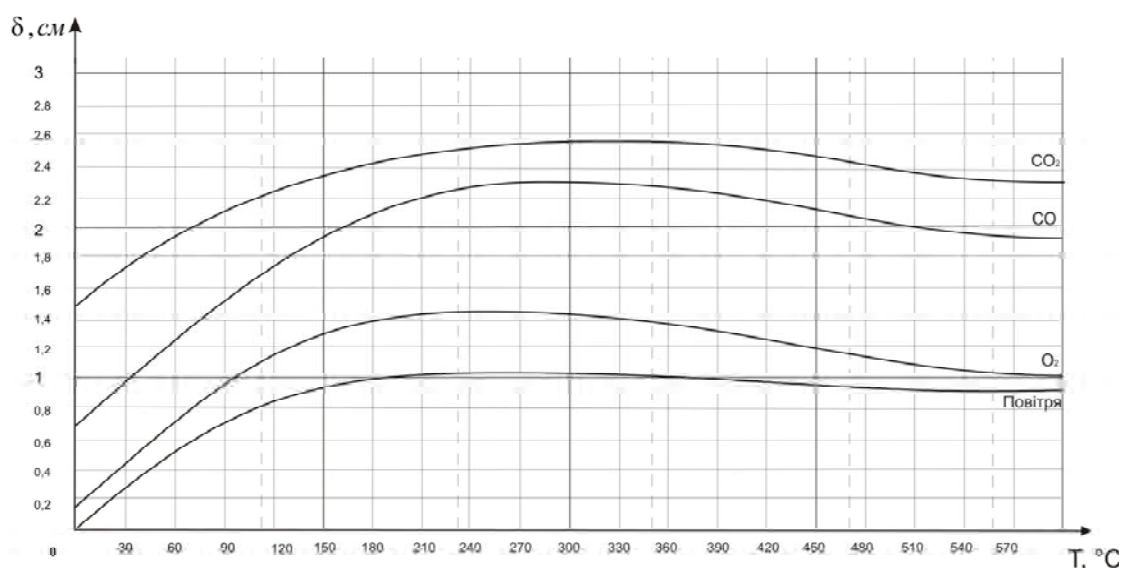


Рисунок 1 – Графіки питомої провідності повітря та його складових

Питома провідність повітря є результатом адсорбції на поверхні напівпровідника усіх його складових. Тобто, при внесенні датчика в газове середовище, на поверхні сенсора будуть адсорбуватися усі компоненти газової суміші, які сумарно вплинуть на його провідність. Тому загальну провідність сенсора  $\sigma_s(T_i)$ , виміряну при фіксованій температурі  $T_i^0$  оточуючого середовища, можна представити у формі лінійної залежності від концентрації  $C_i$  та питомої провідності  $\sigma_i = \sigma_i(T_i)$  кожної з адсорбованих газових компонентів вимірюваної суміші (3).



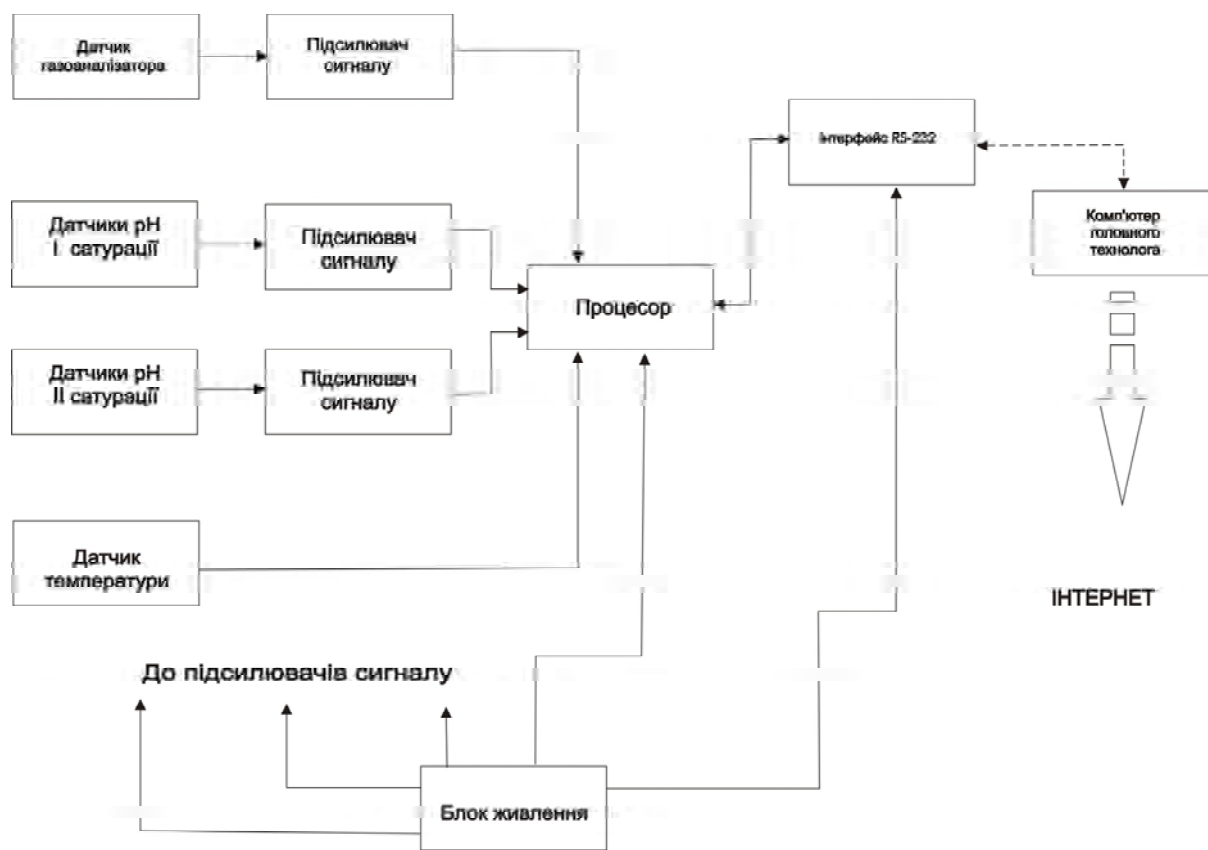


Рисунок 2 – Система контролю технологічних параметрів процесу сатурації та сульфатації дифузійного соку

Для повноти контролю усіх параметрів необхідно встановити по одному газовому датчику на ділянках 1-ї, 2-ї сатурації та ділянці сульфатації дифузійного соку, а рН-сенсори, крім 3-х вказаних ділянок, встановлюються і на ділянку дефекації. Вихідні сигнали сенсорів газу та рівня рН підсилюються схемами блоку реєстрації і подаються на аналогові входи мікроконтролера блоку обробки даних з комутованим АЦП. Виходи температурних датчиків подаються безпосередньо на входи мікроконтролера, який має зв'язок з персональним комп'ютером пульта керування через інтерфейс RS-232 або USB-порт. Вбудована програма через відповідні порти мікроконтролера генерує послідовність імпульсів напруги в схемі керування нагрівачів підкладок газових сенсорів. Аналогові сигнали з виходів газових та рН-сенсорів, а також виміряні значення температур біля газових датчиків заносяться до контролера. Тривалість формування імпульсів підігріву підкладок газових сенсорів визначається величиною зміни температури  $\Delta T$ , близькому, наприклад, до  $50^{\circ}\text{C}$  при кожному наступному кроці вимірювання. Зчитування аналогових сигналів виміру та температурних значень здійснюється після завершення кожного чергового кроку підігріву. Число кроків вимірювання в кожному циклі повинно бути не меншим числа газових компонент. Після завершення циклу вимірювання, сформовані дані передаються до процесора центрального пульта керування, де за визначеною вище математичною моделлю (4, 5) розраховується концентрація газових сумішей по кожній з контрольованих ділянок. За результатами вимірів технолог або система автоматичного керування, в разі відхилення від допустимих норм, регулює процес формування та подачу газових сумішей.

**В результаті** дослідження шляхів створення системи контролю концентрації газів та рівня рН на ділянках сатурації і сульфатації дифузійного соку при цукроварінні було

визначено типи газового та рН сенсорів. За характером зміни електропровідності тонкоплівкових напівпровідникових сенсорів під впливом адсорбції молекул газової суміші на його поверхні запропонована методика розрахунку концентрації кожної з компонентів досліджуваної суміші. Запропонована система контролю концентрації газів та рівня рН на ділянках 1-ї та 2-ї сатурації і сульфитації дифузійного соку може бути практично реалізована і впроваджена у виробництво, що забезпечить дотримання технології виробництва цукру-піску та підвищення його якості.

## Список літератури

1. Волошин З.С. Автоматизация сахарного производства: монография / З.С.Волошин, Л. П. Макаренко, П.В. Яцковский. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Агропромиздат, 1990. – 271с.
2. Кисин В.В. Тонкопленочный полупроводниковый газовый сенсор / В.В. Кисин, В.В. Сысоев - Тезисы Докладов Международной научно-технической конференции "Методы и средства оценки и повышения надежности приборов, устройств и систем". Пенза: Изд-во 11! У, 1995. – С. 204-205.
3. Куликов Д.Ю. Тонкопленочная технология изготовления функциональных элементов газовых сенсоров: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.27.01/ Куликов Дмитрий Юрьевич. - Воронеж, 2007 г. – 119 с.

**Yuriy Parkhomenko, Mikhail Parhomenko**

*Kirovograd National Technical University*

**Automation control gas concentration and pH in the sugar production process**

The purpose of this article is to study ways of improving the system of monitoring the concentration of gases and pH (concentration of active hydrogen ions (H<sup>+</sup>) when saturation and sulfates diffusion juice.

The ways of creating an automated system for monitoring gas concentration and pH on sites 1-St and 2-nd saturation and solitaire diffusion juice in the sugar production process are explored. Defined type semiconductor gas sensor and the pH sensor and the methods of calculating the concentration of the gas component in the measurement results of the electrical conductivity of the gas sensor when the stepping change of temperatures.

While studying the ways to create a system of monitoring the concentration of gases and pH in areas of saturation and sulfates diffusion juice with sugar refining were identified types of gas and pH sensors. The character of changes of the conductivity of a thin film semiconductor sensors under the influence of the adsorption of molecules of the gas mixture on the surface of the proposed method of calculating the concentration of each of the components of the test mixture.

**automated system for monitoring, dejection, saturation, solitaire, diffusion juice, sugar refining, thin-film semiconductor sensor , electrical conductivity**

Одержано 30.10.14

УДК 621.865.8

**І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, П.В. Попруга, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Вибір раціонального варіанту роботизованого технологічного комплексу

В статті представлено розроблений загальний алгоритм аналізу та вибору раціонального варіанту роботизованого технологічного комплексу для виконання поставленої задачі, його компоновок та видів рухів промислового робота.

**роботизований технологічний комплекс, технологічне обладнання, верстат, допоміжний пристрій, промисловий робот, алгоритм раціонального вибору роботизованого технологічного комплексу**

**И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук, П.В. Попруга, асп.**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Выбор рационального варианта роботизированного технологического комплекса**

В статье представлен разработанный общий алгоритм по анализу и выбору рационального варианта роботизированного комплекса для выполнения поставленной задачи, его компоновок и видов движений промышленного робота.

**роботизированный технологический комплекс, технологическое оборудование, станок, вспомогательное устройство, промышленный робот, алгоритм рационального выбора роботизированного комплекса**

Аналіз стану сучасних механічних засобів сільськогосподарського господарства показує, що актуальною задачею є підвищення рівня автоматизації процесу їх виготовлення. Використання роботизованих технологічних комплексів є перспективним напрямком, оскільки забезпечує необхідну гнучкість та автоматизацію процесу виготовлення.

Роботизований технологічний комплекс (РТК) – це сукупність технологічного обладнання, промислового робота та технологічного оснащення, які автономно функціонують і виконують багаторазові цикли [1]. Узагальнену структуру створення РТК представлено на рис. 1. У даній структурі наведені основні фактори, які повинні враховуватися при створенні роботизованого комплексу [1,2].

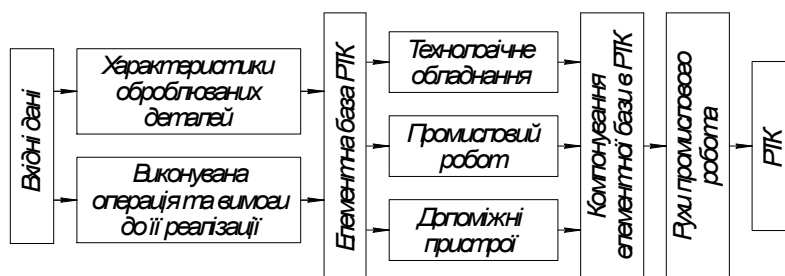


Рисунок 1 – Узагальнена структура РТК

Обґрунтування раціонального варіанту РТК представляє собою складну багатоваріантну задачу. Для її вирішення складено алгоритм на основі представленої схеми та раніше виконаних досліджень по структурі РТК [1, 2].

**Алгоритм раціонального вибору РТК (рис. 2):**

1. Вибір вхідних даних – характеристик деталі та виконуваної операції.

2. Вибір технологічного обладнання (ТО) та його характеристик.
3. Вибір допоміжних пристроїв (ДП) та їх характеристик.
4. Вибір характеристик промислового робота (ПР).
5. Вибір варіанту компоновки РТК.
6. Вибір варіантів руху промислового робота.

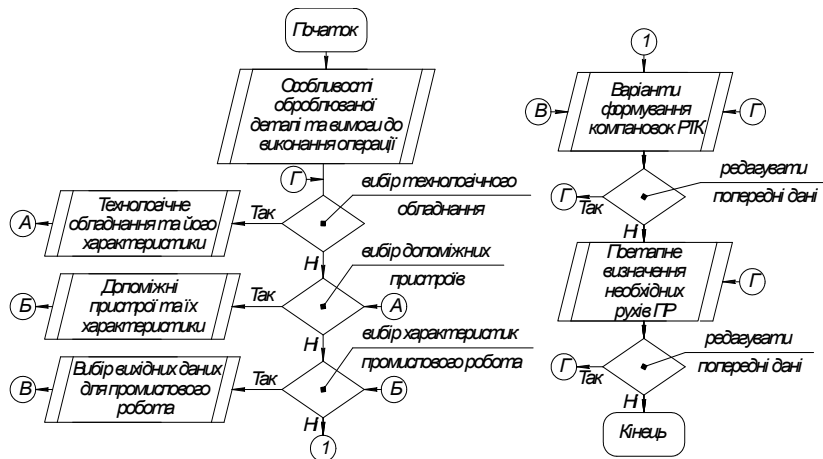


Рисунок 2 – Алгоритм раціонального вибору РТК

Беручи до уваги значну складність і багатоваріантність конструктивного виконання РТК, кожний з етапів складеного алгоритму необхідно розглядати як окремий самостійний алгоритм. Тому нижче представлено розроблені алгоритми, кожен з яких відповідає одному з етапів загального алгоритму.

**Алгоритм вибору вихідних даних (рис. 3):**

1. Вибір типу деталі.
2. Визначення габаритних розмірів деталі.
3. Вибір типу виконуваної операції.
4. Вибір вимог щодо виконуваної операції

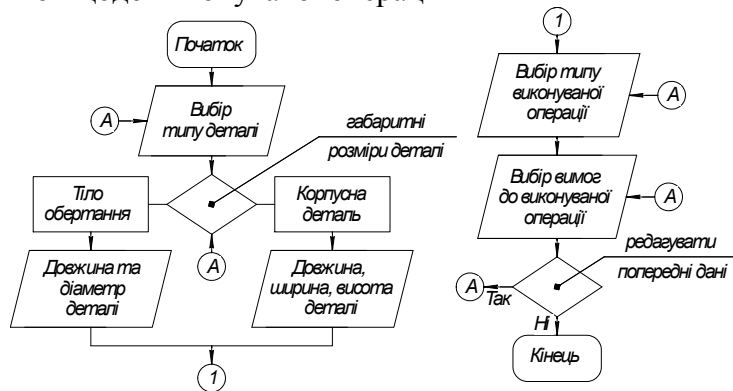


Рисунок 3 – Блок схема алгоритму вибору вихідних даних для розробки РТК

Далі коротко розглянемо кожний з етапів алгоритму. Для полегшення аналізу розділимо деталі на два загальні типи – тіло обертання та корпусна деталь. В якості габаритних розмірів деталей типу обертання приймаємо діаметр (D) та довжину (L) деталі, а для деталей типу корпус – довжину (L), ширину (B) та висоту (H) деталі. Щодо типу виконуваних операцій, то їх можна розділити на токарну, свердлильну, фрезерну, шліфувальну і т.д. Вимогами до виконуваної операції є продуктивність, ефективність та точність.

**Алгоритм вибору технологічного обладнання (рис. 4):**

1. Вибір типу технологічного обладнання.
2. Вибір напрямку вісі шпинделя ТО.

3. Вибір типу затискного пристрою ТО.
4. Вибір основних формуючих елементів ТО.
5. Вибір додаткових формуючих елементів ТО.
6. Визначення розмірів формуючих елементів та ТО в цілому.

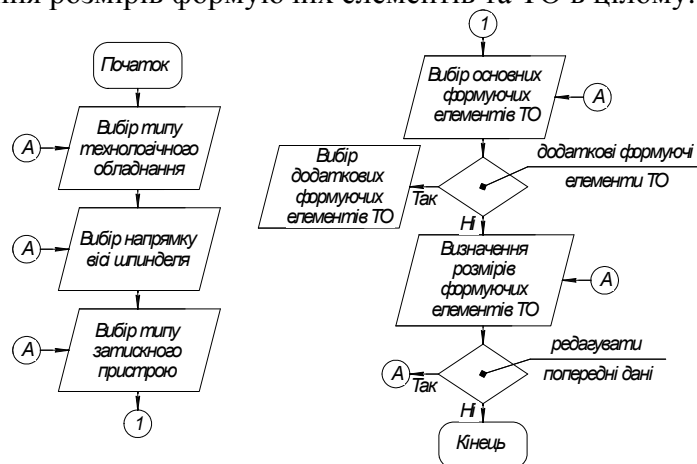
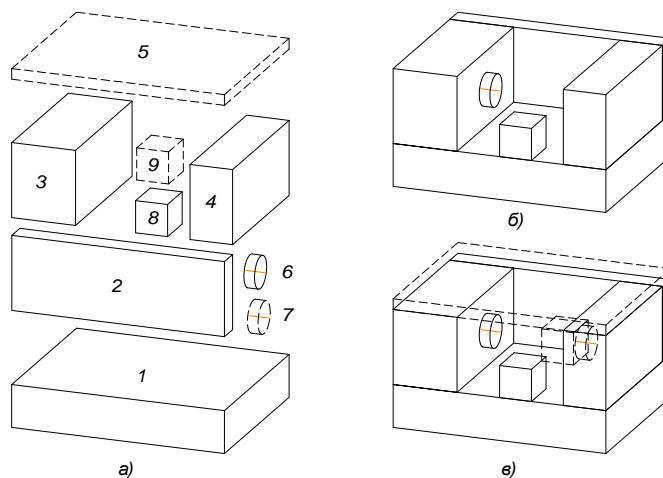


Рисунок 4 – Блок схема алгоритму вибору технологічного обладнання та його характеристик для розробки РТК

Тип ТО залежить від типу виконуваної операції і поділяється на токарні, свердлильні, фрезерні, шліфувальні, обробні центри і т.д. Також обладнання можна розділити, в залежності від напрямку вісі шпинделя, на ТО з горизонтальною та вертикальною віссю шпинделя. В якості затискних пристроїв використовуються патрони, цанги, центра, спеціальні затискні пристрої і т.д.

При розробці РТК необхідно знати відкритість робочої зони обладнання. Тому при виборі ТО звернемо увагу на формуючі елементи (вузли), з яких воно складається. В якості вузлів можна розглядати основу, задню стінку, ліву стінку (ліва бабка), праву стінку (права бабка), верхню стінку, затискний пристрій, інструментальний блок і т.д. Перераховані вузли можна розділити на основні, які входять до основної будови обладнання, та допоміжні – які можуть бути додані до ТО (рис. 5). В таблиці 1 представлено технологічне обладнання та варіанти вузлів, які можуть в ньому використовуватись (О – основні вузли, Д – допоміжні вузли). Для визначення величини робочої зони технологічного обладнання, при виборі вузлів, також задаються і їх габаритні розміри.



а) вузли верстату, основні (основна лінія), допоміжні (штрихова лінія); б) варіант будови верстату з основними вузлами; в) варіант будови верстату з основними та допоміжними вузлами;  
 1 – основа верстату; 2 – задня стінка; 3 – ліва стінка; 4 – права стінка; 5 – верхня стінка;  
 6 – затискний пристрій; 7 – додатковий ЗП; 8 – інструментальний блок; 9 – додатковий ІБ

Рисунок 5 – Вузли ТО на прикладі токарного верстату

Таблиця 1 – Формуючі елементи технологічного обладнання

Найменування технологічного обладнання та їх формуючих елементів	Основа	Задня Стінка	Верхня стінка	Ліва стінка	Права стінка	Загисний пристрій (ЗП)	Додатковий ЗП	Інструментальний блок (ІБ)	Додатковий ІБ
Токарний горизонтальний	о	о	д	о	о	о	д	о	д
Токарний вертикальний	о	о	о	д	д	о	д	о	д
Горизонтально-свердильний	о	о	о	д	д	о	д	о	д
Вертикально-свердильний	о	о	о	д	д	о	д	о	-
Горизонтально-фрезерний	о	о	о	д	д	о	д	о	-
Вертикально-фрезерний	о	о	о	д	д	о	д	о	-
Круглошліфувальний	о	д	д	о	о	о	-	о	д
Плоскошліфувальний	о	о	о	д	д	о	д	о	-
Гориз. обробний центр	о	о	д	д	д	о	д	о	д
Вертик. обробний центр	о	о	о	д	д	о	д	о	д

**Алгоритм вибору допоміжних пристроїв (рис. 6):**

1. Вибір типу допоміжного пристрою.
2. Вибір типу позиціонування деталей в допоміжному пристрою.
3. Вибір типу координат для багатопозиційних допоміжних пристроїв.
4. Вибір орієнтації деталі в допоміжному пристрої.
5. Визначення кількості деталей в допоміжному пристрої.
6. Визначення основних розмірів допоміжного пристрою.

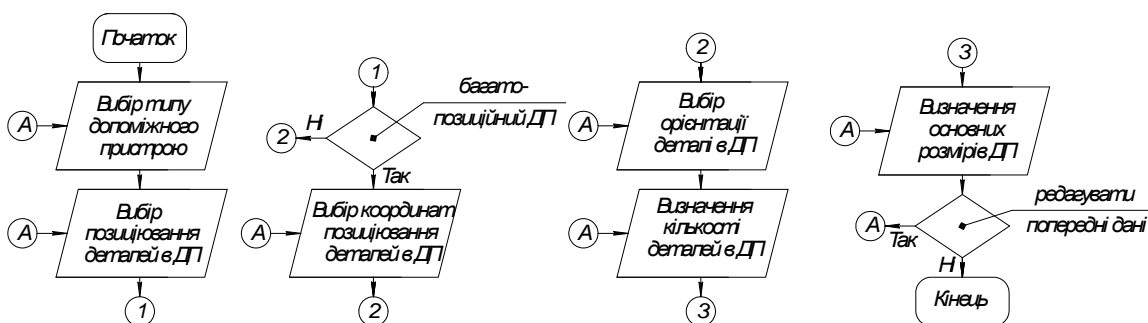


Рисунок 6 – Блок схема алгоритму вибору допоміжних пристроїв та їх характеристик для розробки РТК

За типом ДП поділяються на подавальні, приймальні та подавально-приймальні. По типу позиціонування пристрої можна розділити на однопозиційні, багатопозиційні однокоординатні та багатопозиційні багатокординатні. В свою чергу для багатопозиційних пристроїв вибирається напрямки позиціонування деталей по осям координат. Також при виборі ДП враховується і орієнтація деталей в пристрої (горизонтальна або вертикальна) та їх кількість. По завершенню вибору характеристик пристрою задаються основні розміри ДП. Кількість допоміжних пристроїв в РТК залежить від їх типу.

**Алгоритм вибору характеристик промислового робота (рис. 7):**

1. Вибір типу промислового робота.
2. Вибір кількості рук промислового робота.
3. Вибір кількості захватів для кожної руки промислового робота.

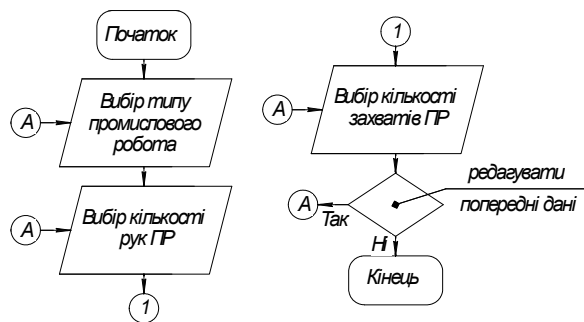


Рисунок 7 – Блок схема алгоритму вибору характеристик промислового робота для розробки РТК

За типом ПР поділяються на встановлені на підлозі (напольні), порталні та встановлені на верстаті (вмонтовані). По кількості рук та захватів робота їх можна розділити на однорукі однозахватні, однорукі двохзахватні, дворукі двохзахватні і т.д. При початковому аналізі РТК обмежимося однорукими однозахватними ПР.

**Алгоритм вибору компоновки для РТК (рис. 8):**

1. Вибір положення ДП відносно ТО.
2. Визначення відстані від ДП до затискного пристрою ТО по кожній з осей.
3. Вибір положення ПР відносно ТО.
4. Визначення відстані від ПР до затискного пристрою ТО по кожній з осей.
5. Вибір положення ПР відносно ДП.
6. Визначення відстані від ПР до ДП по кожній з осей.

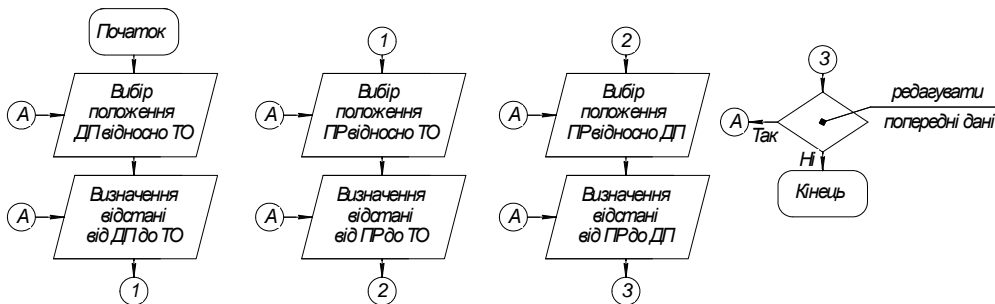
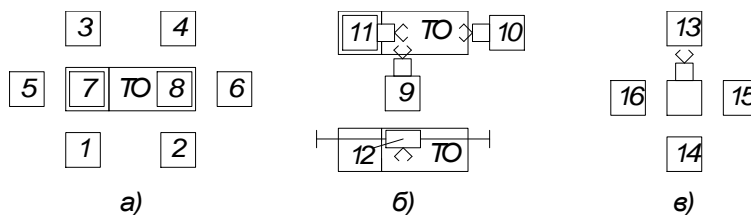


Рисунок 8 – Блок схема алгоритму вибору компоновки РТК

ДП по відношенню до ТО може розташовуватися: попереду ліворуч і праворуч, позаду ліворуч і праворуч, з торцю ліворуч або праворуч, зверху та ін. (рис 9, а). ПР робот може розташовуватися відносно ТО: попереду, з торцю, над або на ТО (рис. 9, б). В свою чергу ПР по відношенню до ДП може знаходитися перед або за ДП, між або з торцю ДП (рис. 9, в). Крім вибору компоновки робота при аналізі також задаються і відстані між елементами по кожній з осей координат.



- а) варіанти положення ДП відносно ТО (1 - попереду ліворуч, 2 – попереду праворуч; 3 – позаду ліворуч; 4 – позаду праворуч; 5 – з торцю ліворуч; 6 – з торцю праворуч; 7 – зверху ліворуч; 8 – зверху праворуч); б) варіанти положення ПР відносно ТО (9 – попереду; 10 – з торцю; 11 – на ТО; 12 – над ТО); в) варіанти положення ДП відносно ПР (13 – попереду; 14 – позаду; 15,16 – збоку)

Рисунок 9 – Варіанти компоновок РТК

**Алгоритм вибору рухів промислового робота (рис. 10):**

1. Вибір типу руху до робочої зони технологічного обладнання.
2. Вибір типу руху на робочу позицію технологічного обладнання.
3. Вибір типу руху до допоміжного пристрою.
4. Вибір типу руху на позицію допоміжного пристрою.
5. Вибір типу руху від допоміжних пристроїв до технологічного обладнання.
6. Вибір додаткових рухів промислового робота.

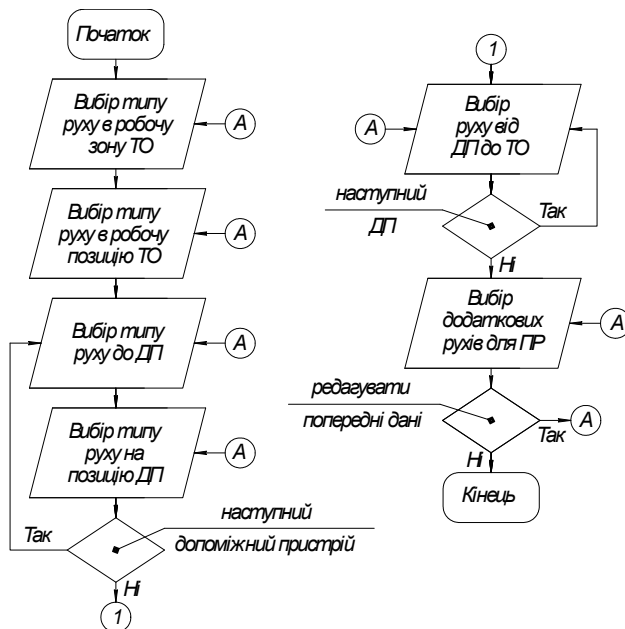
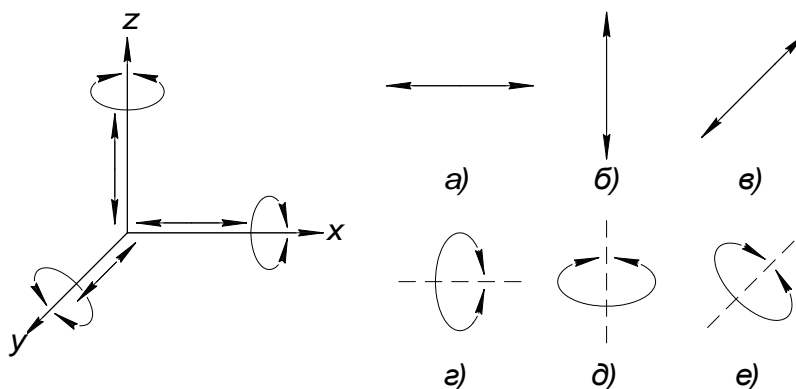


Рисунок 10 – Блок схема алгоритму вибору рухів промислового робота

Рухи, які виконує робот можна розділити на: рухи в робочу зону та робочу позицію ТО, рухи до ДП та його робочу позицію, рухи між обладнанням РТК. Перераховані рухи можна назвати мінімально необхідними для роботи РТК. Для збільшення можливостей РТК, до промислового робота можна застосовувати додаткові рухи, які розширяють його рухові можливості. До таких рухів можна віднести рух підйому руки робота, рух повороту кисті робота і т.д. В таблиці 2 представлені варіанти рухів робота для кожного ТО в залежності від типу використовуваного ПР.



- а) переміщення по вісі X (Пх); б) переміщення по вісі Z (Пz);
- в) переміщення по вісі Y (Пу); г) обертання навколо вісі X (Ох);
- д) обертання навколо вісі Z (Oz); е) обертання навколо вісі Y (Oy);

Рисунок 11 – Варіанти рухів робота відносно осей координат

Таблиця 2 – Варіанти рухів ПР в залежності від використовуваного обладнання

Тип ТО та рухів ПР		Пу			Пz			Пх			Ох			Оу			Oz		
		Н	П	В	Н	П	В	Н	П	В	Н	П	В	Н	П	В	Н	П	В
Токарний горизонтальний	РЗ	+	+		+	+	+			+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	РП							+	+	+					+	+	+		
Токарний вертикальний	РЗ	+	+		+		+		+	+	+	+	+	+	+	+	+		+
	РП				+	+	+				+	+			+	+			
Горизонтально-свердильний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		
Вертикально-свердильний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		
Горизонтально-фрезерний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		
Вертикально-фрезерний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		
Круглошліфувальний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+	+	+	+	+		+
	РП	+	+	+	+	+	+				+	+	+						
Плоскошліфувальний	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+	+	+	+	+		+
	РП	+	+	+	+	+	+				+	+	+					+	
Горизонтальний обробний центр	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		
Вертикальний обробний центр	РЗ	+	+		+	+	+		+	+	+	+	+		+	+	+		+
	РП	+	+		+	+	+				+	+			+	+	+		

Використовуючи розроблені алгоритми можна значно полегшити задачу по визначенню доцільного варіанту роботизованого технологічного комплексу для виконання конкретної операції. Розробка програмного модуля на основі даного алгоритму дасть можливість виконувати даний процес в напівавтоматичному режимі.

### Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування / Павленко І.І. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Павленко І.І. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник. / І.І. Павленко, В.А. Мажара – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
3. Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для вузов: в 3 кн. Кн. 3: Основы конструирования / [Е.И. Воробьев А.В. Бабич, К.П. Жуков и др.]; под ред. К.В Фролова, Е.И. Воробьева. – М. Высш. шк., 1989. – 384 с: ил.

**Ivan Pavlenko, Pavel Popruga**

*Kirovograd National Technical University*

#### **The choice of rational variant robotic technological complex**

The purpose of this is to develop a criteria and order of analyzing structures are robotic technological complexes to choose of rational variant.

In article presents developed general algorithm of analysis and choice of rational variant robotic technological complex for performing of the task. Also presented algorithms of choice technological equipment, industrial robots, auxiliary devices and their characteristics, configurations and types of movements the industrial robot.

Using developed algorithms can be significantly easing the task to choice of rational variant robotic technological complex for performing a specific operation. Development of software modules based on this algorithms will allow to perform this process in semi-automatic mode.

**robotic technological complex, technological equipment, machine tool, auxiliary devices, industrial robots, the algorithm of rational choice robotic complex**

Одержано 11.11.14

УДК 621.9.011

**М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, А.М. Кириченко, доц., д-р техн. наук, А.Р. Апаракін, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Порівняльний аналіз кінематики процесу при традиційному та черв'ячно-контурному чистовому зубофрезеруванні шестерень, що використовуються у сільськогосподарській техніці

У статті розглядаються процеси, що відбуваються при чистовому фрезеруванні методами традиційного та черв'ячно-контурного фрезерування та робиться спроба покращення умов роботи верстату при зубообробці.

Проведено теоретичне обґрунтування проблеми виникнення силового розмикання у ділительній передачі верстату, яке може істотно відобразитися на точності обробленої деталі. Отримані результати експериментальних досліджень показують кращу точність обробленої поверхні при черв'ячно-контурному зубофрезеруванні, яке працює у силовому замиканні.

**зубообробка, сили різання, силове замикання**

**М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, А.Н. Кириченко, доц., д-р техн. наук, А.Р. Апаракин, асп.**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Сравнительный анализ кинематики процесса при традиционном и червячно-контурном чистовом зубофрезеровании шестерен, использующихся в сельскохозяйственной технике**

В статье рассматриваются процессы, происходящие при чистовом фрезеровании методами традиционного и червячно-контурного фрезерования, и делается попытка облегчить работу станка при зубообработке.

Проведено теоретическое обоснование проблемы возникновения силового размыкания в делительной передаче станка, которое может существенно отразиться на точности обработанной детали. Полученные результаты экспериментальных исследований показывают лучшую точность обработанной поверхности при червячно-контурном зубофрезеровании которое работает в силовом замыкании.

**зубообработка, силы резания, силовое замыкание**

На сучасному етапі розвитку промисловості та економіки України в умовах ринкових відносин особлива увага повинна приділятися якості виробленої продукції. Однак, до теперішнього часу якість сільськогосподарської техніки, що експлуатується у господарствах галузі, не задовольняє пропонованим вимогам.

Відомо, що надійність сільськогосподарської техніки головним чином визначається матеріалами і технологіями, що застосовуються в сільськогосподарському машинобудуванні.

Довговічність агрегатів є низькою внаслідок недостатньої точності і зносостійкості їх деталей, в результаті чого знижується ресурс сільськогосподарської техніки і обладнання в цілому.

Розробка нових конструкторсько-технологічних рішень, спрямованих на підвищення якості сільськогосподарської техніки, за рахунок збільшення її надійності, ресурсозбереження і поліпшення екології є сучасною і актуальною задачею.

В багатьох випадках, похибки обробки, що виникають внаслідок впливу сили різання на кінематичні ланцюги верстату, деформацій технологічної системи та її елементів, являються домінуючими в сумарній похибці обробки деталі [1].

Важливу роль, з огляду на вплив сили різання на кінематичні пари верстата, грає напрямок та наявність перемінності сили різання і момент, що діє на привод стола зубофрезерного верстата під час обробки.

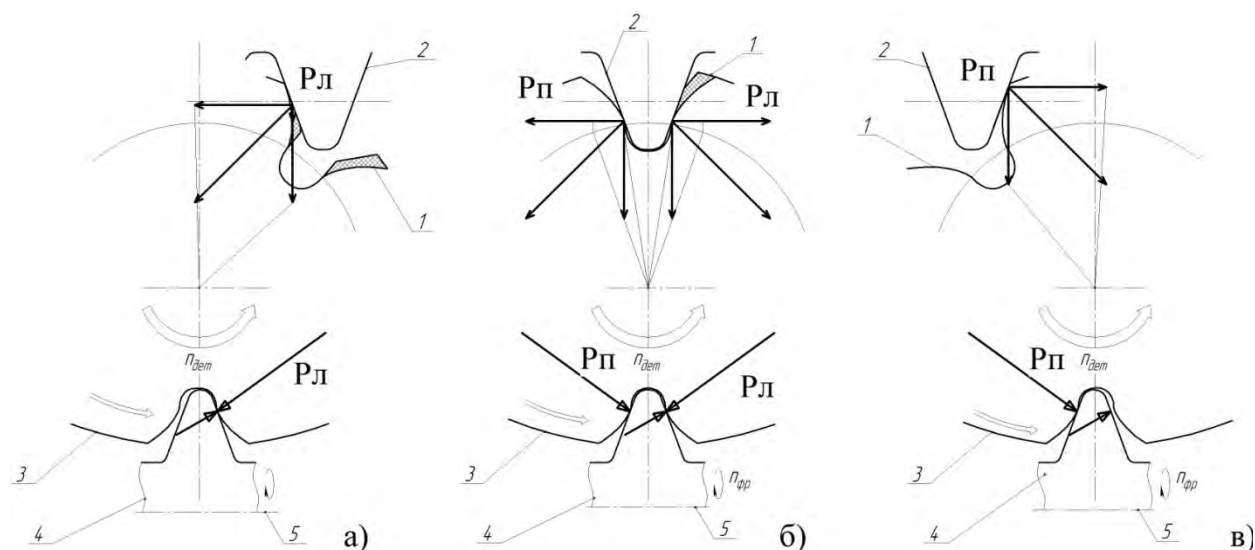
Для більш чіткого визначення впливу сил та моментів різання на ділильну пару верстата доцільно прийняти ряд припущень:

1) сили різання діють по нормалі до різальної кромки і для способів обробки, що розглядаються – рівні;

2) розглядаються лише ті сили різання або їх складові, що утворюють крутний момент;

3) сили різання, які утворюють вигин деталі, не розглядаються, оскільки вони не впливають на кінематику процесу.

Розглянемо традиційне чистове черв'ячне зубофрезерування (рис.1).



1 – заготовка; 2 – зуб черв'ячної фрези; 3 – черв'ячне колесо ділильної пари верстата;  
4 – черв'як; 5 – вісь черв'яка

а) обробка правого профілю до точки, яка знаходиться на початковому колі;  
б) одночасна обробка лівого і правого профілю; в) обробка лівого профілю

Рисунок 1 – Сили при традиційному черв'ячному зубофрезеруванні

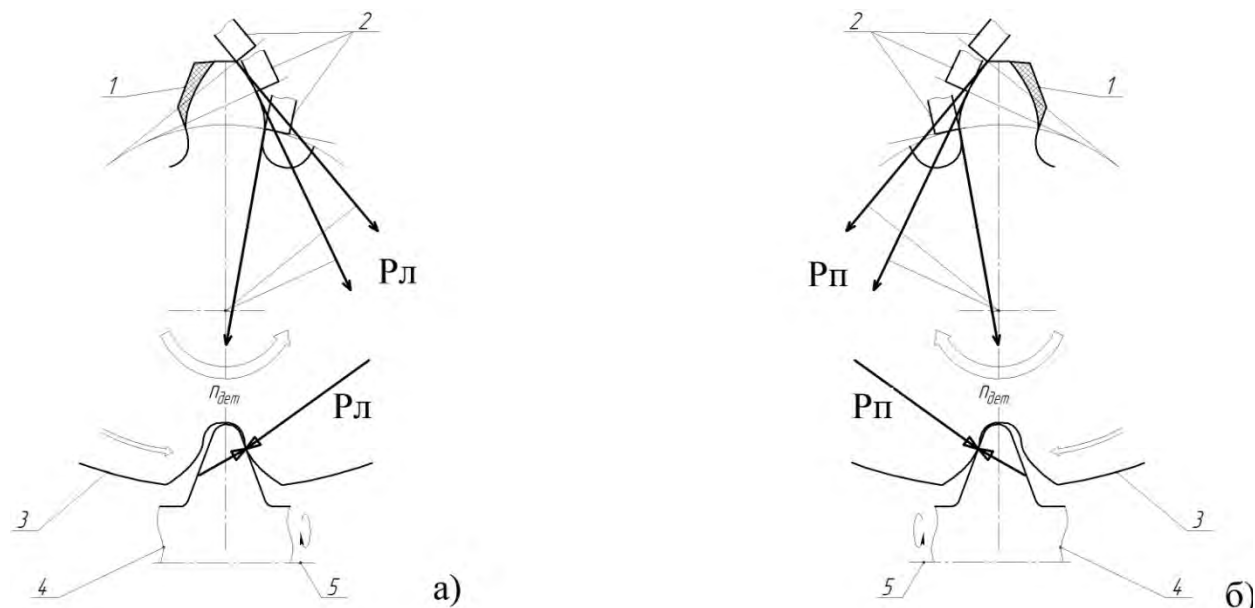
Так як сила різання при традиційному зубофрезеруванні діє по нормалі до розташованої дотично оброблюємі поверхні ріжучої кромки, то при будь-якому положенні інструменту в процесі різання плече буде однакове.

Для черв'ячного зубофрезерування наявна перемінність сили різання по напрямку дії на привод верстату, тобто у деякий момент відбувається силове розмикання черв'ячної пари (рис. 1, в), що стає причиною накопиченої похибки кроку деталі. В умовах знакозмінних навантажень, що завжди мають місце при обробці замкнених контурів, наявність неконтрольованих зазорів має суттєвий вплив на точність обробки [3].

Обробку евольвентної поверхні інструментом, ріжуча кромка якого переміщується повздовж оброблюємі поверхні по еквідістантному контуру та розташована по нормалі до оброблюємі поверхні показано на рисунку 2.

Особливість методу черв'ячно-контурного зубофрезерування – розташована по нормалі до оброблюємі поверхні ріжуча кромка, що змінює напрямок сили різання відносно деталі, у свою чергу, змінюючи розмір плеча. Для черв'ячно-контурного зубофрезерування наявна перемінність сили різання по величині моменту, що діє на

привод верстату, але відсутня зміна вектора сил при обробці різнойменних профілів, тобто не відбувається силове розмикання черв'ячної ділильної пари.

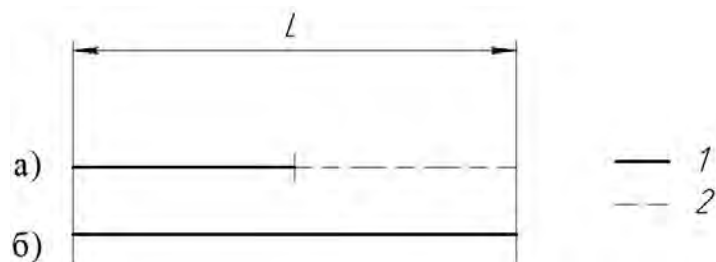


1 – заготовка; 2 – зуб черв'ячної фрези; 3 – черв'ячне колесо ділильної пари верстата; 4 – черв'як; 5 – вісь черв'яка

а) обробка правого профілю; б) обробка лівого профілю

Рисунок 2 – Сили при черв'ячно-контурному зубофрезеруванні

Порівняння вищеописаних методів по відносному часу роботи при силовому замиканні приведено на рис.3.



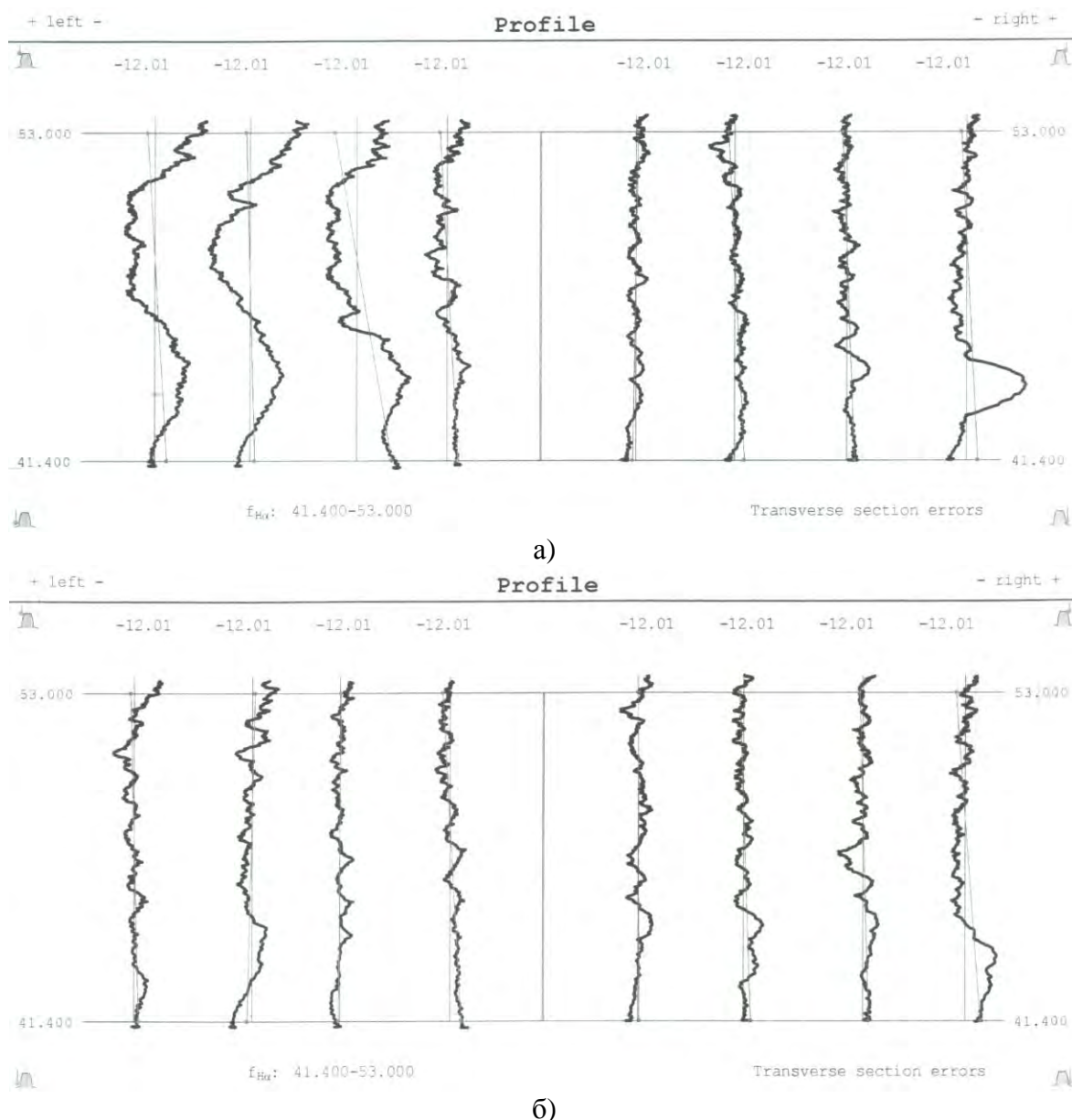
1 – робота в умовах силового замикання; 2 – робота в умовах силового розмикання; L – довжина активної частини лінії зачеплення при чистовому зубофрезеруванні

а) методом традиційного черв'ячного зубофрезерування; б) методом черв'ячно-контурного зубофрезерування

Рисунок 3 – Схема роботи черв'ячної ділильної пари при обробці однієї западини

Як видно з схеми (рис.3), при традиційному черв'ячному зубофрезеруванні лише один профіль зубчатого вінця оброблюється в умовах силового замикання та не піддається супутнім похибкам (відхилення евольвентного профілю оброблюємого колеса), в той час як при черв'ячно-контурному зубофрезеруванні обидва профілі оброблюються в умовах силового замикання.

На рис.4 приведено результати виміру шестерень на координатно-вимірjuвальній машині Carl-Zeiss Contura G2, які оброблялись на верстатах з різною конструкцією ділильного вузла, а також різними методами.



а) при обробці методом черв'ячного зубофрезерування на верстаті з одночерв'ячним приводом; б) при обробці методом черв'ячно-контурного зубофрезерування на верстаті з одночерв'ячним приводом

Рисунок 4 – Відхилення від евольвентного профілю

Для компенсації зазорів, що виникають при силовому розмиканні, у конструкції верстата використовують двохчерв'ячний привод ділильного стола: на шпинделі стола встановлено дві черв'ячні передачі з різним напрямком витків черв'яка. Регулювання зазору здійснюється осевим зміщенням одного з черв'яків за допомогою гідроприжиму, або пружини. Однак, гідроприжим може провокувати виникнення підклинювання, а пружинний прижим має властивість інерційності.

Для чистової обробки зубчастих коліс методом черв'ячно-контурного зубофрезерування достатньо мати верстат з одночерв'ячним приводом, оскільки обробка профілів ведеться послідовно та в умовах силового замикання. Це допоможе спростити конструкцію ділильної пари верстата та зменшити її собівартість.

#### Висновки:

– момент різання, що діє на ділильні пари верстату, менший при обробці методом черв'ячно-контурного зубофрезерування за рахунок зміни плеча сили;

- при обробці методом традиційного черв'ячного зубофрезерування має місце перемінність сили різання по напрямку дії на привод верстату, тобто силове розмикання ділильної пари верстату, що вносить похибки у оброблювану деталь;
- при обробці методом черв'ячно-контурного фрезерування, черв'ячне ділильне колесо працює правими та лівими профілями послідовно, що підвищує ресурс роботоспроможності кінематичних ланцюгів верстата.

## Список літератури

1. Колев К.С. Точность обработки и режимы резания. Изд. 2-е, перераб. и доп. / Колев К.С. Горчаков Л.М. - М.: «Машиностроение», 1976. – 144 с.
2. Бушуев В.В. Тяжелые зубообрабатывающие станки / Бушуев В.В., Налетов С.П. - М.: «Машиностроение», 1976. – 274 с.
3. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник / Петраков Ю.В. – Київ: УкрНДІАТ, 2003. – 383 с.

**Mikhail Pidgaetsiy, Andrei Kirichenko, Anton Aparakin**

*Kirovograd national technical university*

### **Comparative analysis of the traditional gear hobbing kinematic and kinematic of the contour gear hobbing used in agricultural machinery**

The article is devoted to the processes occurring traditional gear hobbing and contour gear hobbing and attempts to improve the conditions of the machine.

In many cases, processing errors, which arise as a result of cutting power to the machine tool kinematic chain, deformations of the technological system and its elements are dominant in the total level of accuracy of machining parts.

Important role, given the impact of cutting forces on kinematic pairs of the machine plays the direction and cutting force variability and moment acting on the drive gear machine table during processing.

The authors conducted a theoretical justification to a problem of the origin of the power transfer in a separating machine tool which can significantly appear on machined parts accuracy. The results of experimental studies indicate better gears accuracy processed by the contour gear hobbing that works in the power circuit.

As a result, the authors concluded the need for a method of gear cutting, in which processing will be conducted in a power circuit.

**gear cutting, cutting force, power circuit**

Одержано 14.07.14

**УДК 621.9.048.4**

**О. Ф. Сіса, канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Розмірна обробка електричною дугою бічної поверхні твердосплавного прокатного валка**

Виконано обґрунтування технологічної схеми формоутворення бічної поверхні твердосплавного валка способом розмірної обробки електричною дугою з урахуванням особливостей фізичних механізмів їх утворення та гідродинамічних явищ в міжелектродному проміжку. Встановлені аналітичні зв'язки технологічних характеристик процесу чорнової розмірної обробки електричною дугою сплаву ТС-15 з режимами обробки і геометричними параметрами.

**електрична дуга, твердосплавний валок, технологія, технологічні характеристики, обладнання**

**О. Ф. Сиса, канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Размерная обработка электрической дугой боковой поверхности твердосплавного прокатного валка**

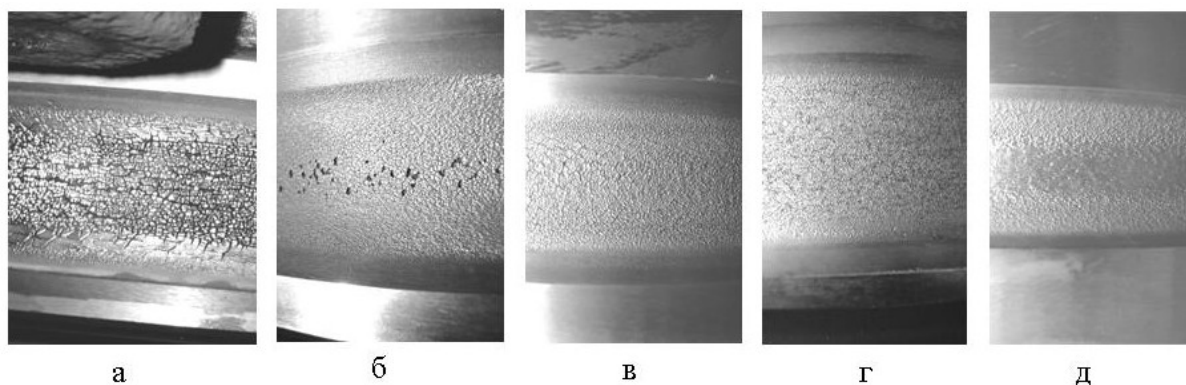
Выполнено обоснование технологической схемы формообразования боковой поверхности твердосплавного валка способом размерной обработки электрической дугой с учетом особенностей физического механизма образования и гидродинамических явлений в межэлектродном промежутке. Установлены аналитические связи технологических характеристик процесса черновой размерной обработки электрической дугой сплава ТС-15 с режимами обработки и геометрическими параметрами.

**електрическа дуга, твердосплавний валок, технологія, технологічні характеристики, обладнання**

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день ніяка галузь машинобудування, а особливо сільськогосподарська техніка, не може виготовлятися без застосування дроту. Широко застосовується дріт, який виготовляється з вуглецевих і легованих сталей. Виходячи з умов експлуатації до катаного дроту висуваються вимоги по точності отриманого розміру і міцності на розрив. Його поверхня повинна бути чистою і гладкою, без тріщин, розшарувань, раковин, забоїн, окалин, ржи та забруднень. Точність виготовлення дроту і якість обробки залежить від точності профілювання прокатних валків, через які протягується вихідний дріт, а також умов протікання процесу профілювання.

В металургійній промисловості використовують прокатні валки (шайби), які виготовляють з твердого сплаву ВК-15 (WC 85%, Co 15%), та ТС-15 (WC 85%, Co 7%, Ni 7%, Cr 1%). Працездатність калібруючої частини твердосплавного прокатного валка залежить від зміни розмірів і шорсткості робочої частини – при збільшенні розміру калібру на 0,06 мм, після 600...700 тон катаного дроту, твердосплавні валки замінюються і ремонтуються.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У Донецькому національному технічному університеті В.В. Пашинським проведений цикл досліджень з виявлення структурних факторів, що визначають робочі характеристики твердих сплавів для виробництва прокатних валків та методів їх підвищення [1- 5]. На першому етапі досліджено структурні особливості процесу пошкодження поверхні калібрів прокатних валків при експлуатації. Показано, що пошкодження поверхні калібрів валків з твердих сплавів визначається протіканням двох конкурентних процесів: утворення зародків зносу і зростання крихких тріщин. У матеріалах з карбідними часточками розміром більше 4...5 мкм розвиток сітки розпалу відбувається шляхом виникнення осередків руйнування з подальшим зростанням цих ділянок. Крихкі тріщини ростуть у цьому випадку між зародками, об'єднуючись в замкнену сітку розпалу. У сплавах із зерном менш 1...2 мкм ділянки первинного походження індукують зростання тріщин за механізмом крихкого руйнування. Ширина тріщини швидко стає значно більше типового розміру карбиду та ділянок зв'язки і вони не можуть грати роль ефективного гальма тріщини. Працездатність матеріалу визначається в цьому випадку його опором розповсюдження крихкої тріщини, а тому оптимальне співвідношення між карбідною і зв'язуючою фазами для певних умов експлуатації залежатиме від розміру карбідної фази.



а – глибока сітка розпалу; б – локальне викришування; в – комбінація сітки розпалу і рівномірного зносу; г – рівномірний знос; д – знос з витиранням

Рисунок 1 – Морфологія зносу валків робочої поверхні калібрів

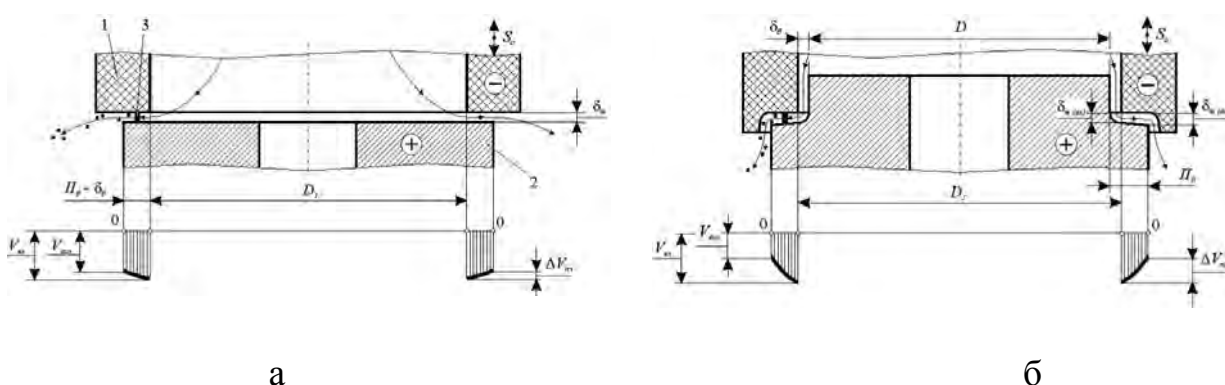
В сучасному прокатному виробництві відновлення твердосплавних прокатних валків для чистових клітей дротяних станів виконується за двома технологіями: точіння різцями, оснащеними пластинами з полікристалічного кубічного нітрида бора (ПКНБ), з продуктивністю до 2058 мм<sup>3</sup>/хв., але даний метод багатокоштовний із-за великої вартості ріжучого інструмента; шліфуванням алмазним інструментом з продуктивністю обробки до 137 мм<sup>3</sup>/хв. Жорсткі вимоги до точності розмірів і шорсткості поверхні твердосплавного прокатного валка забезпечуються виключно низькопродуктивним шліфуванням алмазним інструментом. Інтенсифікація режимів алмазного шліфування на стадіях чорнової обробки при збільшенні питомого навантаження інструмента на твердосплавну заготовку приводе до появи тріщин глибиною до 4 мм. При оптимальному режимі шліфування час чорнової обробки торцевої поверхні одного валка складає до 1...2 змін, що не задовольняє вимоги підприємств і вимагає пошук альтернативних, більш продуктивних та економічних методів їх обробки. Сьогодні собівартість валка складає 1...3 % від собівартості прокатної продукції. Проблема чорнової обробки твердосплавного прокатного валка ще більш загострюється при використанні технології його виготовлення з відпрацьованих твердосплавних валків, коли виникає потреба знімання великого об'єму матеріалу (припуск до 25 мм). Застосування відомих електроерозійних методів (електроіскрового, електроімпульсного), для обробки твердосплавних валків суттєво обмежена продуктивністю обробки, так як енергія при їх реалізації підводиться в зону обробки з паузами.

Для обробки важкооброблюваних матеріалів застосовуються електроерозійні методи. Одним із самих високопродуктивних є спосіб розмірної обробки металів електричною дугою (РОД), який відомий за роботами [6, 7]. Спосіб заснований на використанні електричної дуги в потужному гідродинамічному потоці робочої рідини, як інструмента для розмірного формоутворення поверхонь. Він дозволяє простими засобами вводити в зону обробки великі потужності технологічного струму і забезпечує продуктивність обробки твердого сплаву графітовим електродом 2844 мм<sup>3</sup>/хв., що значно більше усіх відомих методів обробки.

**Постановка завдання.** Таким чином, метою досліджень – розробка технології та обладнання способу чорнової РОД твердосплавних валків, як вискоефективної альтернативи традиційним способам їх чорнової обробки.

**Виклад основного матеріалу.** В якості технологічної схеми формоутворення вибрана схема за принципом прошивання. Обробку здійснювали з використанням графітового електрода-інструмента (ЕІ, марка МПГ-7) при вибраній технологічній схемі

формоутворення з прокачуванням органічного середовища в торцевому міжелектродному зазорі під технологічним тиском, за напрямком від центру до периферії електрода-інструмента (рис.2). Предметом дослідження були такі технологічні характеристики: продуктивність обробки  $M$ , мм<sup>3</sup>/хв; питома продуктивність обробки  $M_a$ , мм<sup>3</sup>/А·хв; питома витрата електроенергії  $a$ , кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ  $\delta$ , мм; відносний лінійний знос ЕІ  $\gamma$ , %; шорсткість обробленої поверхні  $Ra$ , мкм. Будівництво математичних моделей технологічних характеристик процесу РОД твердого сплаву ТС-15 здійснювалось з застосуванням математичних методів планування експериментів, зокрема плану 2<sup>4</sup>. На підставі апріорної інформації були відібрані фактори, що визначають режими обробки ( сила технологічного струму  $I$ , А; статичний тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор  $P_{cm}$ , МПа) та фактори, що визначають геометричні параметри обробки (площа обробки  $F$ , мм<sup>2</sup>; висота калібруючого пояса на електроді-інструменті  $c$ , мм).



а – початкова фаза обробки; 1 – графітовий ЕІ; 2 – твердосплавна заготовка;  
3 – електрична дуга; б – проміжна фаза обробки

Рисунок 2 – Технологічна схема формоутворення та епюри швидкостей потоку в торцевому МЕЗ

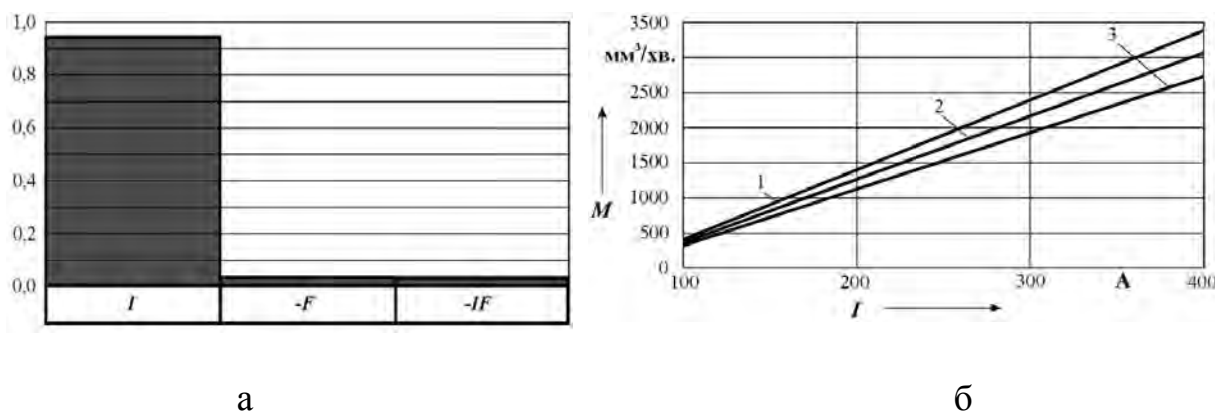
Усі фактори задовольняють умови керованості, операціональності та однозначності. Інші параметри процесу РОД були зафіксовані на постійному рівні: робоча рідина – органічне середовище; полярність обробки – пряма (заготовка – «+»), як більш продуктивна; напруга на електродах  $U = 30$  В; матеріал електрода-інструмента – електроерозійний графіт марки МПГ-7; спосіб прокачування робочої рідини через графітовий ЕІ – пряме.

В рамках експерименту: продуктивність процесу РОД твердого сплаву ТС-15  $M$  – змінювалась в межах від 290 до 3720 мм<sup>3</sup>/хв.; питома продуктивність обробки  $M_a$  – від 2,90 до 8,16 мм<sup>3</sup>/А·хв.; питома витрата електроенергії  $a$  – 3,66 до 12,10 кВт·год/кг; бічний зовнішній МЕЗ  $\delta$  – 0,020 до 0,075мм; відносний лінійний знос ЕІ  $\gamma$  – 5,01 до 11,00 %; шорсткість обробленої поверхні  $Ra$  – 10 до 20 мкм.

Із аналізу моделі (рис.3) випливає, що на продуктивність обробки  $M$  найбільш впливає сила технологічного струму, із підвищенням якої продуктивність збільшується. Отже силу струму слід визначити головним керуючим фактором, а даний факт свідчить про теплову природу процесу РОД. Вплив площі обробки  $F$  на продуктивність не значний (не перебільшує 3 %). Інші фактори на продуктивність уніполярної РОД бічної поверхні твердого сплаву ТС-15 графітовим ЕІ не впливають. Це дозволяє прогнозувати високопродуктивну РОД реальних твердосплавних валків значно більшої площі поверхні  $F$  у плані і застосовувати спосіб РОД для чорнової обробки твердосплавних валків.

Таблиця 1 – Поліноміальні математичні моделі технологічних характеристик процесу чорнотв. РОД зразків із твердого сплаву ТС-15

Математична модель	Масштабні співвідношення факторів
<b>Уніполярна РОД бічної поверхні зразка за формулою «графітовий ЕІ – твердий сплав» з використанням способу прямого прокачування</b>	
$M = 1688 + 1335x_1 - 241x_3 - 199x_1x_3$	$x_1 = 0,00667(X_1 - 250)$ $x_2 = 5(X_2 - 1)$ $x_3 = 0,00364(X_3 - 608,5)$ $x_4 = 0,286(X_4 - 6,5)$
$M_a = 5,65 + 1,96x_1 - 0,76x_3 + 0,35x_4 - 0,34x_1x_3$	
$a = 7,18 - 2,48x_1 + 0,90x_3 - 0,42x_4 - 0,24x_1x_3$	
$R_a = 31,9 + 17,3x_1 - 2,3x_3 + 2,0x_4 - 1,1x_2 - 0,8x_1x_2$	
$\delta_b = 0,046 + 0,0162x_3 - 0,0112x_2$	
$\gamma_{\text{л}} = 7,34 - 0,72x_1x_3 + 0,34x_3x_4 - 0,92x_1 - 0,83x_2x_3 + 0,81x_1x_2x_3x_4 - 0,4x_4 + 0,33x_1x_2x_4$	
де $X_1 \rightarrow I, \text{ А}; X_2 \rightarrow P_{\text{см}}, \text{ МПа}; X_3 \rightarrow F, \text{ мм}^2; X_4 \rightarrow c, \text{ мм}$	

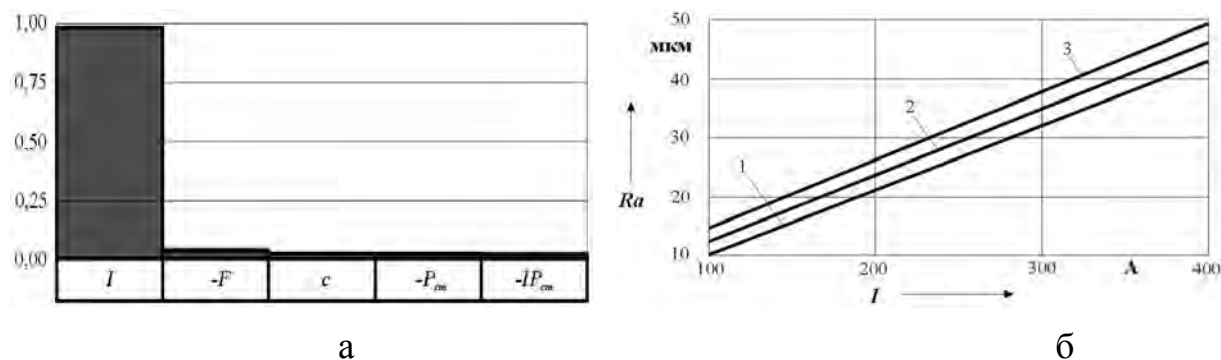


а – ступінь впливу змінних факторів; б – залежність  $M$  від  $I$ ; 1 –  $F = 883 \text{ мм}^2$ ; 2 –  $F = 608,5 \text{ мм}^2$ ; 3 –  $F = 334 \text{ мм}^2$

Рисунок 3 – Продуктивність  $M$  чорнотв. РОД бічної поверхні зразка за формулою «графітовий ЕІ- твердий сплав» з використанням способу прямого прокачування

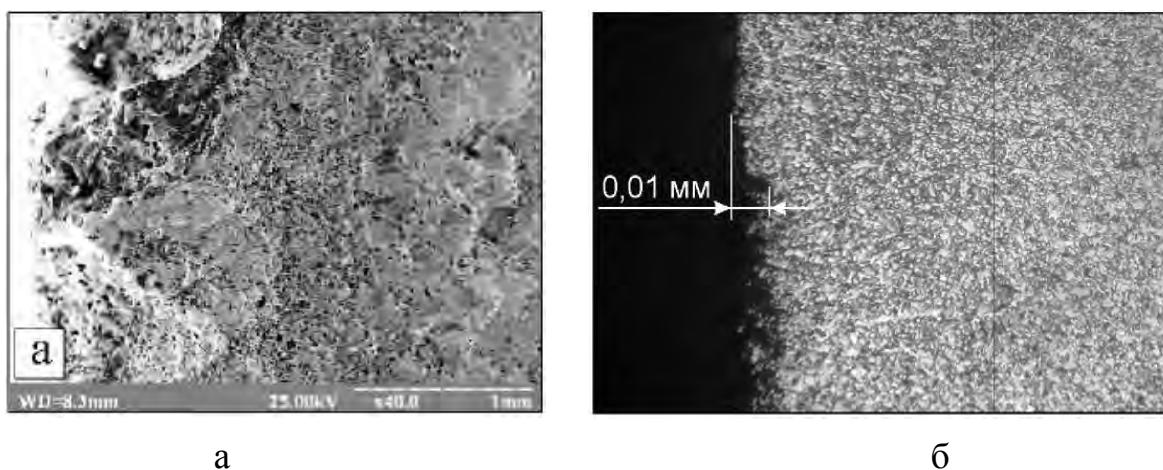
Із моделі (табл.1) та рис. 4, видно, що шорсткість обробленої поверхні  $R_a$  в повній мірі визначається силою технологічного струму  $I$  (ступінь впливу – 95,4 %) та майже не залежить від інших факторів. Із підвищенням  $I$  шорсткість поверхні підвищується. Отже, сила технологічного струму  $I$  по відношенні до шорсткості обробленої поверхні  $R_a$  є головним керуючим фактором. Встановлено, що шорсткість бічної поверхні в умовах РОД представляє сукупність накладення великої кількості лунок (рис. 5, а), діаметр яких, та глибина визначаються силою технологічного струму, з підвищенням якого вони зростають. Причому, чим менша сила технологічного струму, тим більша імовірність утворення лунок. При виконанні експериментальних досліджень шорсткість вимірювалася на периферійній частині торцевої поверхні зразка. В умовах експерименту вона змінювалася у межах від  $Ra10$  до  $Ra20$  мкм. За результатами металографічних досліджень (рис. 5, б) мікротріщин у поверхневому шарі твердосплавного зразка після РОД не виявлено. Встановлено, що при силі технологічного струму 400 А продуктивність зростає, порівняно з чорновим алмазним шліфуванням, в 28 разів;

порівняно з чорновим точінням різцями, які оснащені пластинами із полікристалічного кубічного нітриду бора (кібориту) – в 1,9 рази.



а – ступінь впливу змінних факторів; б – залежність  $Ra$  від  $I$ ;  
 1 –  $F = 883 \text{ мм}^2$ ; 2 –  $F = 608,5 \text{ мм}^2$ ; 3 –  $F = 334 \text{ мм}^2$

Рисунок 4 – Шорсткість обробленої поверхні  $Ra$  чорнкової РОД бічної поверхні зразка за формулою “графітовий ЕІ- твердий сплав” з використанням способу прямого прокачування



а – фрактографія (x40) бічної поверхні зразка із сплаву ТС-15 після РОД графітовим ЕІ з використанням способу прямого прокачування робочої рідини ( $I = 100 \text{ А}$ ,  $P_{cm} = 1,2 \text{ МПа}$ ,  $F = 400 \text{ мм}^2$ ,  $c = 10 \text{ мм}$ );  
 б – мікроструктура (x500) поверхневого шару сплаву ТС-15 після РОД бічної поверхні зразка графітовим ЕІ ( $I = 100 \text{ А}$ ,  $P_{cm} = 1,2 \text{ МПа}$ ,  $F = 400 \text{ мм}^2$ ,  $c = 10 \text{ мм}$ )

Рисунок 5 – Випробування способу РОД при обробці твердосплавних заготовок

**Висновки.** Таким чином, експериментально доведена доцільність використання способу РОД для високопродуктивної обробки бічної поверхні твердосплавних валків, що вимагає відповідно невеликих капіталовкладень в обладнання і технологію, забезпечить швидку окупність за рахунок значного збільшення строку служби валка, призведе до помітної економії коштів при будь-якому виробництві дроту.

## Список літератури

1. Пашинський В.В. Взаимосвязь структуры и свойств материалов для твердосплавных прокатных валков дискового типа // Металл и литье Украины. – 2002. – № 12. – С. 33–36.
2. Пашинський В.В. Аналіз основних факторів, що впливають на стійкість прокатних валків чистової, та другої проміжної групи клітей високошвидкісних дротових станів / В.В. Пашинський, Д.Г. Сидоренко, В.В. Горбатенко // Строительство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. Тр. – Днепропетровск: ПГСА, 2004. – С. 50–56.

3. Труханов С.В. Прокатные валки дискового типа для чистовых прокатных блоков проволочных станов. Особенности производства / С.В. Труханов, Д.Г. Сидоренко, В. В. Пашинский // *Металл и литье Украины*. – 2001. – № 7–9. – С. 64–67.
4. Маншлин А.Г. Производство твердосплавных прокатных валков дискового типа и факторы, влияющие на их эксплуатационную стойкость / А.Г. Маншлин, Д.П. Кукуй, В.В. Пашинский [и др.] // *Металл и литье Украины*. – 2004. – № 3–4. – С. 17–18.
5. Бабенко М.А. Анализ опыта эксплуатации и повышение эффективности использования твердосплавных прокатных валков дискового типа / М.А. Бабенко, А.Г. Маншлин, В.В. Пашинский [и др.] // *Металл и литье Украины*. – 2004. – № 8–10. – С. 68–70.
6. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой / В.И. Носуленко, Г.М. Мещеряков // *Электронная обработка материалов*. – 1981. – № 1. – С.19–23.
7. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.

**Oleg Sisa**

*Kirovograd National Technical University*

### **The dimensional processing of hard-alloy forming roll side surface by the electric arc**

The article is dedicated to development of technology and equipment of rough machining method by electric arc of hard-alloy forming roll side surface, as high performance alternative to traditional methods of rough machining.

During operation, the damage to the surface of the hard alloys roll caliber occurs by abrasion and chipping of carbide particles. The development of net shaped roll marks occurs by the occurrence of hotbeds of accelerated cluster abrasion and chipping of smaller particles with subsequent growth of these areas and unification in a closed net shaped roll marks. The turned out particles of hard alloy leave the machining marks on the wire, in such a worn the hard alloy roll does not meet the specified dimensions and it is reground to a smaller diameter by grinding of diamond tool on the rough machining stage.

It is proposed on the stage of rough machining to remove the worn-out profile of hard alloy roll side surface with help of dimensional electric arc, which allows you to remove big allowances of material at the lowest treatment costs. In this case, the processing cycle of hard alloy side surface decreased of 1,9 times.

The justification of technical scheme of forming the hard alloy roll side surface by electric arc sizing method is done taking into account features of physical formatting mechanism and hydrodynamic phenomena in the electrode gap. The analytical communication of technological characteristics of rough machining process by electric arc alloy TS-15, with the modes of processing and geometric parameters are established.

**the electric arc, hard alloy roller, technology, technological characteristics, equipment**

Одержано 14.11.14

**УДК 681.518**

**В.В. Смирнов, доц., канд. техн. наук, Н.В. Смирнова, канд.техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## **Реализация вариативного изменения состояний конечного автомата в управляющих программах**

Приведено решение задачи вариативного изменения состояний конечного автомата при создании управляющих программных систем. Изменена структурная схема управляющего конечного автомата путем добавления в его структуру блока принятия статистических гипотез. Данное решение позволило учитывать предысторию развития изменений значения параметра регулирования в объекте управления при переходе в следующее состояние.

**конечный автомат, состояние, переход, вариативность, объект управления**

© В.В. Смирнов, Н.В. Смирнова, 2014

**В.В. Смірнов, доц., канд. техн. наук, Н.В. Смірнова, канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Реалізація варіативної зміни станів кінцевого автомата в керуючих програмах**

Наведено рішення задачі варіативної зміни станів кінцевого автомата при створенні керуючих програмних систем. Змінена структурна схема керуючого кінцевого автомата шляхом додавання в його структуру блоку прийняття статистичних гіпотез. Дане рішення дозволило враховувати передісторію розвитку змін значення параметра регулювання в об'єкті управління при переході в наступний стан.

**кінцевий автомат, стан, перехід, варіативність, об'єкт управління**

В настоящее время программное обеспечение систем управления, систем со сложным поведением, реактивных систем, решающее задачи логического управления [1] имеет в своей основе алгоритмы, реализующие основные положения теории конечных автоматов.

Одно из преимуществ применения конечных автоматов в области создания управляющих программ автоматизированных систем заключается в том, что логика управляющего автомата отделена от его семантики (функций выхода). Функции выхода могут реализовать как логический уровень сигналов управления (0/1), так и значения задающих воздействий регуляторам параметров объекта управления.

**Анализ исследований и публикаций.** Наибольшее распространение в области создания управляющих программных систем получили системы на базе конечного автомата Мура [2], работа которого описывается выражением:

$$\begin{aligned} a(t+1) &= f[a(t), x(t)], \\ u(t) &= f(a(t)), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $a(t+1)$  – состояние автомата в момент времени  $t+1$ ;

$a(t)$  – состояние автомата в момент времени  $t$ ;

$x(t)$  – событие управления в момент времени  $t$ ;

$u(t)$  – управляющее воздействие (аналоговое или дискретное), соответствующее выходной функции  $f(a)$  автомата в состоянии  $a$  в момент времени  $t$ .

В работе [2] представлена концепция программирования на базе SWITCH-технологии, которая формулируется следующим образом: программа представляет собой совокупность конечных автоматов, выполняющихся параллельно и обменивающихся между собой сообщениями.

В общем случае программное обеспечение систем управления на основе конечных автоматов реализует жесткую привязку состояний автомата к входным сообщениям. То есть, практически программа является аналогом комбинационной схемы на базе логических элементов, представляющих конечный автомат.

**Постановка задачи.** Системы управления на основе конечных автоматов обладают детерминированным поведением, однако, конечный автомат, в силу своих особенностей, не позволяет модифицировать алгоритм работы управляющей программы во время ее выполнения. В случае использования автоматов со спонтанными переходами, когда переход в следующее состояние осуществляется по инициативе самого автомата в результате проверки какого-либо логического условия, логика управления в некоторых случаях может быть непредсказуемой.

Логическое условие может не быть истинным, если осуществляется оценка значения некоторого параметра объекта управления. Данное обстоятельство затрудняет увязку «интеллектуальных» свойств систем управления с жесткой логикой работы конечного автомата. События управления конечным автоматом являются внешними по отношению к логике автомата (рис. 1).

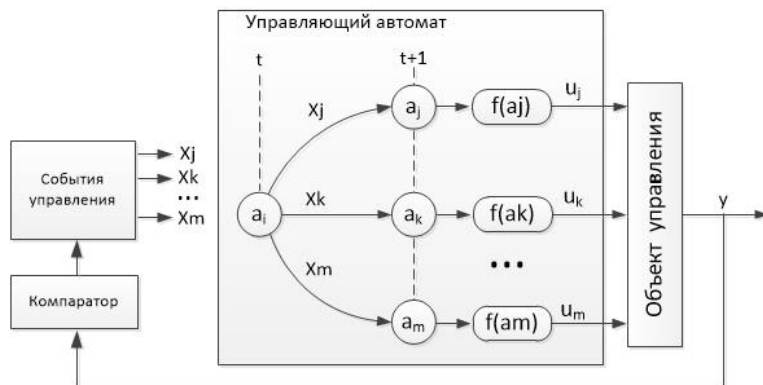


Рисунок 1 – События управления логикой конечного автомата

Из этого следует, что управляющие программы, непосредственно реализующие конечный автомат, не являются вариативными, то есть не изменяют свое поведение как по отношению к множеству входных событий, так и по отношению к объекту управления. Данное обстоятельство ограничивает возможность и способность самообучения управляющей программы системы управления.

Поэтому решение задачи придания свойств вариативности и способности к самообучению управляющих программ, реализующих конечные автоматы, позволит применять технологию автоматного программирования в системах управления объектами с нелинейными и неустойчивыми режимами работы.

**Основная часть.** Наиболее простое решение задачи вариативности перехода конечного автомата из состояния  $a_i(t)$  в одно из состояний  $a_j(t+1) \dots a_m(t+1)$  заключается во введении в структуру автомата компаратора.

Компаратор производит оценку значения параметра регулирования  $y$  объекта управления на основании заданного порога  $\lambda$ . По результату оценки и значению вектора событий  $\bar{X}$  автомат осуществляет переход в следующее состояние (рис.2).

В состояниях  $a_j(t+1) \dots a_m(t+1)$  вызывается соответствующая состоянию выходная функция  $f(a_j) \dots f(a_m)$ , которая и осуществляет установку нового значения задающего воздействия объекту управления или сигнала логического управления.

В этом случае, часть выражения (1) примет следующий вид:

$$a(t + 1) = f[a(t), x(t), \lambda(t)], \tag{2}$$

Основным недостатком такого решения является то, что управляющий автомат не сохраняет результаты предыдущего выбора перехода в состояния  $a_j(t+1) \dots a_m(t+1)$  и не учитывает статистику изменений регулируемого параметра  $y$  объекта управления.

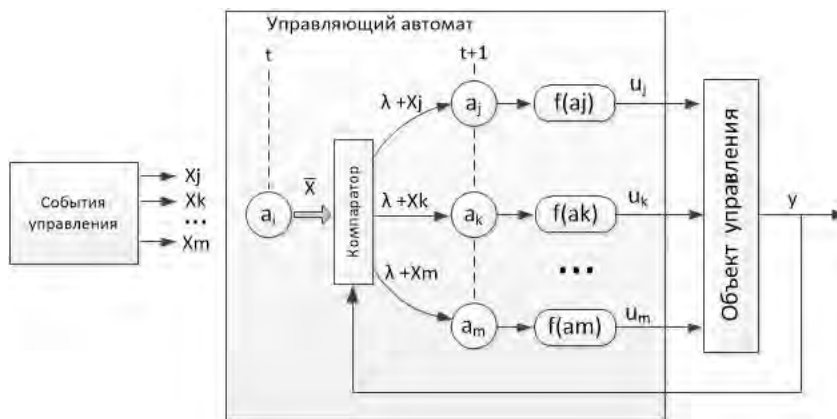


Рисунок 2 – Компаратор в структуре конечного автомата

Поэтому данная реализация управляющей программы подвержена влиянию дестабилизирующих воздействий на объект управления и не имеет способности к самообучению.

Введением в структуру автомата (рис. 2) дополнительного компонента, решающего задачу выбора перехода в состояние  $a_j(t+1) \dots a_m(t+1)$  из состояния  $a_i(t)$  на основании статистических данных о предыстории изменения регулируемого параметра у объекта управления позволяет улучшить характеристики управляющей программы.

Дополнительный компонент конечного автомата выполняет функцию принятия статистических гипотез  $H_0$  и  $H_1$  при изменении значения регулируемого параметра у объекта управления. В основу теории проверки статистических гипотез положен критерий отношения правдоподобия [3]:

$$L(r) = \prod_{k=r}^n \frac{p_1(y_k)}{p_0(y_k)}, \quad (3)$$

где  $p_i(y_k) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(y_k - \mu_i)^2}{2\sigma^2}\right\}$  (i = 0,1).

Логарифмирование выражения (3) дает статистику критерия [75]:

$$L_n(r) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n (u_k - \frac{\mu_1 + \mu_0}{2}) = \frac{\mu_1 - \mu_0}{\sigma^2} \sum_{k=r}^n (y_k - \mu_0 - \frac{\mu_1 - \mu_0}{2}) = \frac{1}{\sigma^2} S_r^n(\mu_0, \nu), \quad (4)$$

где  $r$  – момент изменения регулируемого параметра  $y$ ;

$\mu_0$  – математическое ожидание значения регулируемого параметра  $y$ ;

$\mu_1$  – математическое ожидание значения регулируемого параметра  $y$  при влиянии дестабилизирующих воздействий;

В этом случае, критерий для принятия гипотез имеет вид:

$$g_n = \max_r S_r^n(\mu_0, \nu) \begin{cases} H_1 > \lambda \\ H_0 < \lambda \end{cases}, \quad (5)$$

где  $\lambda$  – пороговое значение критерия для принятия гипотезы  $H_0$  или  $H_1$ ;

$S$  – накопительная сумма.

Структура конечного автомата, содержащего блок принятия статистических гипотез для создания управляющей программы примет следующий вид (рис.3).

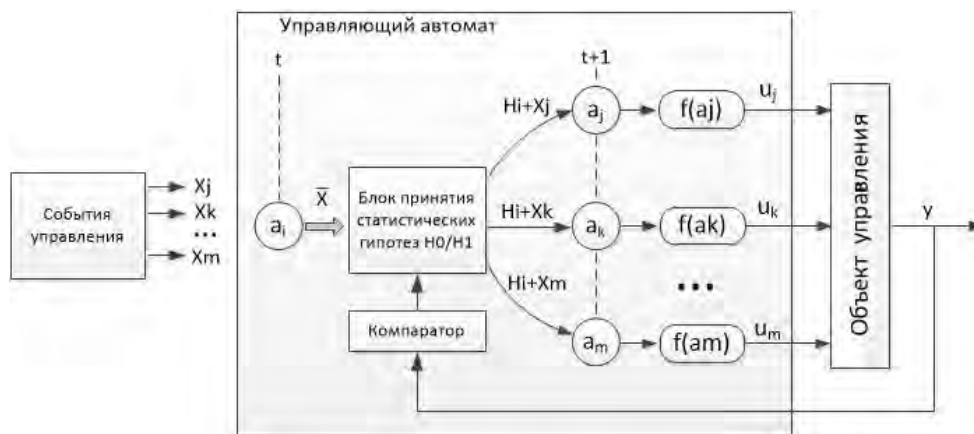


Рисунок 3 – Структура конечного автомата со статистическим блоком

При этом выражение (1) примет следующую форму:

$$\begin{aligned} a(t+1) &= f[a(t), x(t), H_i(t)], \\ u(t) &= f(a(t)). \end{aligned} \quad (6)$$

Выражение (6) легко реализуется программной структурой в виде базового класса управляющей программы [4].

**Выводы.** Внесение в структуру управляющего автомата блока принятия статистических гипотез с целью придания ему свойств вариативности, дает предпосылки создания «интеллектуального» автомата с динамически изменяемой структурой и способностью к самообучению.

Поэтому представляется целесообразным проведение исследований на предмет разработки операционного блока, как элемента конечного автомата, решающего задачу создания «интеллектуального» управляющего конечного автомата.

## Список литературы

1. Поликарпова Н. И. Автоматное программирование / Н. И. Поликарпова, А. А. Шальто. – СПб.: СПбУ ИТМО, 2010. – 176 с.
2. Шальто А. А. Switch-технология. Алгоритмизация и программирование задач логического управления / А. А. Шальто. – СПб.: Наука, 1998. – 628 с.
3. Бассвиль М. Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем / [М. Бассвиль, А. Вилски, А. Банвенист и др.]; пер. с англ. И. Б. Вильховченко. – М.: Мир, 1989. – 278 с.
4. Смірнов В. В. Применение теории конечных автоматов в разработке программных систем / Н. В. Смірнова, В. В. Смірнов / Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – вип. 27 – Кіровоград: КНТУ, 2014. – С. 316-320.

**Vladimir Smirnov, Nataliya Smirnova**

*Kirovograd national technical university*

### **The variable changes FSM in the control program implementation**

The variable changes FSM when creating the control software systems problem solution. The control finite state machine changed block diagram by adding its structure statistical hypotheses block adoption. This decision allowed to take into account the background value the parameter changes adjustment facility management during the transition to the next state.

Therefore, the giving properties variability problem solution and the ability to self-learning control programs that implement state machines, will allow to apply technology based programming in object management systems with nonlinear and unstable modes.

Adding the control automaton block statistical hypotheses adoption to the structure in order to give him the variability properties, gives background to create "intelligent" machine with dynamic structure.

**state machine, the state transition, variation, object management**

Получено 12.11.14

УДК 621.7

**В.Л. Хорольський**

*Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского*

## К вопросам определения напряженно-деформированного состояния при отрезке деталей в штампах

В работе рассмотрены вопросы определения нормальных и касательных нагрузок, действующих на режущие кромки отрезных штампов, получены уравнения для определения произвольных постоянных нагрузок. Выполнены экспериментальные исследования определения направления течения отрезаемого металла.

**отрезные штампы, режущие кромки, напряжения, течение металла**

**В.Л. Хорольський**

*Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського*

**До питань визначення напружено-деформованого стану при відрізання деталей у штампах**

У роботі розглянуті питання визначення нормальних і дотичних напружень, що діють на різальні кромки відрізних штамтів, отримані рівняння для визначення похідних постійних навантажень. Виконано експериментальні дослідження визначення напрямку течії металу, що відрізають.

**відрізнi штампи, різальні кромки, напруження, течія металу**

**Постановка задач исследований.** Повышение производительности процесса обработки кромок листовых деталей под сварку с применением штамповой оснастки и прессового оборудования является важной задачей производства сельскохозяйственной техники. Однако при этом остается проблема стойкости штампового инструмента. При этом трудности внедрения более износостойких твердосплавных разделительных штампов усугубляются недостаточной разработкой теории процесса резки штампами. Большинство твердосплавных отрезных штампов выходит из строя вследствие хрупкого разрушения – скалывания режущих кромок матриц и пуансонов. Поэтому изучение хрупкого разрушения режущих кромок штампового инструмента является актуальным.

Хрупкое разрушение при отрезке происходит, когда возникающие в режущей части матриц и пуансонов напряжения превосходят предел прочности материала инструмента при повторных ударных нагрузках. Для определения напряжений, возникающих в режущей части матриц и пуансонов, необходимо знать нагрузки, действующие на режущие кромки в процессе отрезки. Эти нагрузки обуславливаются напряженным состоянием отрезаемого материала в зоне действия рабочих элементов штампа.

Поэтому одной из основных задач настоящего исследования является определение нагрузок, действующих по контактным поверхностям режущего инструмента с отрезаемым материалом.

**Анализ предыдущих исследований.** Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния при отрезке деталей выполнены такими исследователями, как А.Ф. Лобовым [1], Г.А. Смирнов-Аляевым [2], И.А. Норицыным, П.К. Кислым и др. [3]. По существу все эти исследования касались механики процесса

резки, определению усилия и работы резки и совершенно не исследовали усилий, действующих на рабочий инструмент (пуансон и матрицу). Первый анализ сил, действующих на инструмент при резке, приведен в работе Б.П. Звороно [4], в которой проведены исследования по определению сил трения вырезаемого металла о стенки матрицы и даётся величина распирающего усилия.

Все исследователи отмечают наличие концентрации напряжений на режущих кромках пуансона и матрицы, однако первую теоретическую попытку её количественного определения сделал В.Д. Головлёв [3]. Он принимает, что изменение нормального напряжения на пояске смятия (торцовой контактной поверхности вырезаемого металла с рабочим инструментом-пуансоном) происходит по параболическому закону. Данная работа позволила в первом приближении оценить величину максимальных напряжений на кромке.

Количественное исследование напряженного состояния материала при резке и напряжений, возникающих на контактных поверхностях, приведено П.Д. Чудаковым [5]. Однако необходимо отметить, что полученные выражения громоздки, а вычисление интересующих величин трудоёмко и требует наличия экспериментальных данных.

В связи с этим вопросы определения напряжений на режущих кромках твердосплавного рабочего инструмента при отрезке приобретают особое значение.

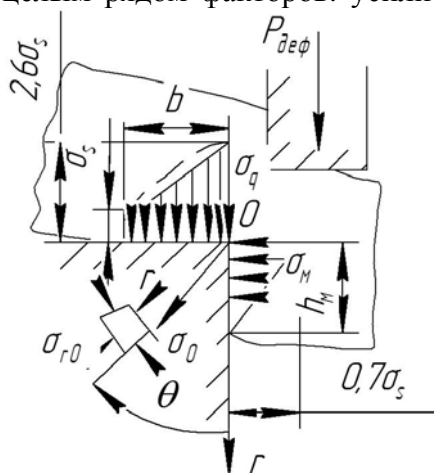
Напряжения в твердосплавном рабочем инструменте при отрезке вызываются целым рядом факторов: усилием резания, неравномерным распределением температур во время резания, остаточными напряжениями, возникающими в процессе изготовления рабочего инструмента, неоднородным составом твердого сплава и др.

Применяя охлаждение рабочих деталей штампа, температурные напряжения можно значительно снизить. Совершенствуя технологию получения и обработки твердосплавных деталей, можно устранить остаточные напряжения. Поэтому определяющими можно считать напряжения, возникающие на режущих кромках рабочего инструмента от усилия резания. Целью данного исследования и является определение этих напряжений без учёта влияния других факторов на напряженное состояние рабочих деталей отрезных штампов.

**Результаты исследований.** Эпюры нормальных нагрузок, действующих по торцовой и боковой рабочим поверхностям матриц и пуансонов, представлены на рис. 1, где для упрощения задачи кривые заменены прямыми линиями. По боковой, вертикальной (рис. 1), поверхности действуют силы трения при проталкивании отрезаемого металла. На основании работ Б.П. Звороно [4] и М.Е. Зубцова [6] можно принять среднее значение коэффициента трения по боковой поверхности равным  $f_2 = 0,20 \dots 0,25$ .

Относительно коэффициента трения по пояску смятия, т.е. по торцовым поверхностям соприкосновения пуансона и матрицы с заготовкой точные данные отсутствуют. Если значение  $f_1$  принять равным среднему по длине контакта коэффициенту трения, то это представит известное приближение. По данным А.Г. Лисина [7] коэффициент трения по пояску смятия при отрезке штампами равен  $f_1 = 0,2$ .

Примерно такое же значение коэффициента трения дается и в работе [8].



$\sigma_s$  - напряжение текучести отрезаемого металла при деформации  $\epsilon = 0,2$

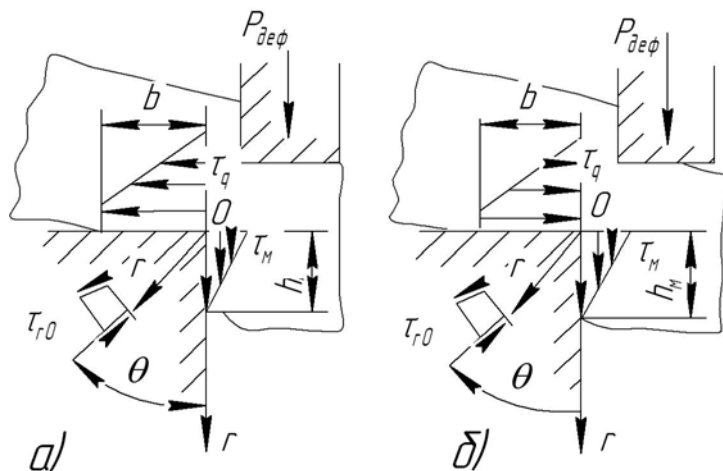
Рисунок 1 – Схема нормальных нагрузок, действующих на режущие кромки рабочего инструмента

Анализ поля скоростей при отрезке показывает, что отрезаемый материал стремится течь к зазору. Однако, ввиду большого сопротивления течению, создаваемого относительно малым объемом металла в зазоре и его упрочнением при отрезке без прижима вся заготовка будет раздаваться, т.е. будет иметь место течение металла от зазора.

Определенный малый объем металла возле режущей кромки может течь к зазору, однако основной объем металла будет перемещаться от зазора, деформируя (изгибая) отрезаемый лист. Это подтверждают результаты исследований, проведенных А. Г. Лисиным.

При отрезке с прижимом, усилие которого достаточно для предотвращения течения металла по пояску смятия, течение металла будет незначительным, а значит незначительным будет и утонение металла у зоны среза, т.е. получение более ровного среза.

В действительности ширина области, охваченная течением материала в сторону зазора, по сравнению с общей шириной пояска смятия незначительна [7]. Точное определение касательных напряжений по торцовой поверхности в настоящее время не представляется возможным, поэтому рассмотрим два случая: 1) при направлении касательных напряжений по торцовой поверхности от зазора и 2) при направлении к зазору.



а) при течении отрезаемого металла от зазора; б) при течении отрезаемого металла к зазору

Рисунок 2 – Схема касательных нагрузок, действующих на режущие кромки рабочего инструмента

Распределение касательных напряжений по торцовой и боковой поверхности рабочего инструмента при отрезке для этих двух случаев нагрузки представлено на рис. 2.

Рассматривая режущую кромку штампового инструмента, как клин под действием нагрузки, приложенной по наклонным граням, можно определить напряжения, возникающие в нем в процессе отрезки. Рассматривать режущую кромку отрезной матрицы как клин под действием нагрузки, приложенной по его наклонным граням, предложил

В.П. Смолянинов [9]. Определение напряжений на режущей кромке при обработке резанием таким методом выполнено в работах [10] и [11].

Принимая во внимание схему нагрузки (рис. 1 и рис. 2), позволяющую брать только члены, содержащие  $r^n$  при  $n = 0$  и  $n = 1$ , находим следующие выражения для составляющих напряжения по восходящим степеням аргумента  $r$ :

$$\begin{cases} \sigma_r = 2(b_0 + d_0\theta - a_2 \cos 2\theta - C_2 \sin 2\theta) + 2r(b_1 \cos \theta + d_1 \sin \theta - 3a_3 \cos 3\theta - 3C_3 \sin 3\theta); \\ \sigma_\theta = 2(b_0 + d_0\theta + a_2 \cos 2\theta + C_2 \sin 2\theta) + 6r(b_1 \cos \theta + d_1 \sin \theta + a_3 \cos 3\theta + C_3 \sin 3\theta); \\ \tau_{r\theta} = -d_0 + 2a_2 \sin 2\theta - 2C_2 \cos 2\theta + 2r(b_1 \sin \theta - d_1 \cos \theta + 3a_3 \sin 3\theta + 3C_3 \cos 3\theta) \end{cases} \quad (1)$$

Для удобства отыскания коэффициентов граничные условия для двух случаев нагрузки можно записать в таком виде:

$$1) \begin{cases} (\sigma_\theta)_{\theta=\beta} = -N_1 + rN_1'; \\ (\sigma_\theta)_{\theta=0} = -N_2 + rN_2'; \\ (\tau_{r\theta})_{\theta=\beta} = -S_1 - rS_1'; \\ (\tau_{r\theta})_{\theta=0} = -S_2 + rS_2' \end{cases} \quad 2) \begin{cases} (\sigma_\theta)_{\theta=\beta} = -N_1 + rN_1'; \\ (\sigma_\theta)_{\theta=0} = -N_2 + rN_2'; \\ (\tau_{r\theta})_{\theta=\beta} = -S_1 + rS_1'; \\ (\tau_{r\theta})_{\theta=0} = -S_2 + rS_2' \end{cases} \quad (2)$$

$N_1$  – максимальное значение нормального контактного напряжения, действующего на торцевую грань,  $N_1 = 2,6\sigma_{s0}$  ;

$N_2$  – максимальное значение нормального контактного напряжения, действующего на боковую грань,  $N_2 = 0,7\sigma_{s0}$  ;

$S_1$  – максимальное значение касательного напряжения, действующего на торцевую грань,  $S_1 = f_1 \cdot N_1 = 0,2N_1$  ;

$S_2$  – максимальное значение касательного напряжения, действующего на боковую грань,  $S_2 = f_2 \cdot N_2 \approx (0,2...0,25)N_2$  .

$$N_1' = \frac{N_1 - \sigma_s}{b} S_1 = f_1 \cdot N_1' = f_1 \frac{N_1 - \sigma_s}{b};$$

$$N_2' = \frac{N_2}{h_M} S_2' = f_2 \cdot N_2' = f_2 \frac{N_2}{h_M}.$$

Приравнивая коэффициенты при одинаковых степенях аргумента  $r$  выражений (1) и (2) и учитывая, что в матрицах и пуансонах обычно угол  $\beta = \frac{\pi}{2}$ , получим уравнения для определения произвольных постоянных для двух случаев нагрузки:

$$1) \begin{cases} 2\left(b_0 + d_0 \cdot \frac{\pi}{2} - a_2\right) = -N_1; \\ 2(b_0 + a_2) = -N_2; \\ 6(d_1 - C_3) = N_1'; \\ 6(b_1 - a_3) = N_2'; \\ -d_0 + 2C_2 = S_1; \\ -d_0 - 2C_2 = -S_2; \\ 2(b_1 - 3a_3) = -S_1'; \\ 2(d_1 - 3C_3) = S_2' \end{cases} \quad 2) \begin{cases} 2\left(b_0 + d_0 \cdot \frac{\pi}{2} - a_2\right) = -N_1; \\ 2(b_0 + a_2) = -N_2; \\ 6(d_1 - C_3) = N_1'; \\ 6(b_1 - a_3) = N_2'; \\ -d_0 + 2C_2 = -S_1; \\ -d_0 - 2C_2 = -S_2; \\ 2(b_1 - 3a_3) = S_1'; \\ 2(d_1 - 3C_3) = S_2' \end{cases} \quad (3)$$

Находим значения коэффициентов:

$$\left\{ \begin{array}{l} b_0 = \frac{\pi(S_1 - S_2)}{8} - \frac{N_1 + N_2}{4}; \\ d_0 = -\frac{S_1 - S_2}{2}; \\ b_1 = \frac{N_2' - S_1'}{8}; \\ d_1 = \frac{N_1' - S_2'}{8}; \\ a_2 = \frac{N_1 - N_2}{4} - \frac{\pi(S_1 - S_2)}{8}; \\ C_2 = \frac{S_1 + S_2}{4}; \\ a_3 = \frac{N_2' + 3S_1'}{24}; \\ C_3 = -\frac{N_1' + 3S_2'}{24} \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} b_0 = -\frac{\pi(S_1 - S_2)}{8} - \frac{N_1 + N_2}{4}; \\ d_0 = \frac{S_1 + S_2}{2}; \\ b_1 = \frac{N_2' + S_1'}{8}; \\ d_1 = \frac{N_1' - S_2'}{8}; \\ a_2 = \frac{N_1 - N_2}{4} + \frac{\pi(S_1 + S_2)}{8}; \\ C_2 = -\frac{S_1 - S_2}{4}; \\ a_3 = \frac{N_2' - 3S_1'}{24}; \\ C_3 = -\frac{N_1' + 3S_2'}{24} \end{array} \right. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) легко найти напряжения, возникающие на режущих кромках рабочего инструмента в процессе отрезки от усилия резания. Эти выражения позволяют вычислить напряжения во всей области режущей части инструмента, ограниченной площадью контакта с отрезаемым материалом.

Необходимо отметить, что режущего инструмента с абсолютно острой режущей кромкой в действительности быть не может, так как радиус округления режущей кромки всегда больше нуля, даже для только что изготовленного инструмента. Поэтому в области, непосредственно примыкающей к режущей кромке, нет нарушения закона парности касательных напряжений, которые возникают при теоретическом рассмотрении точки на самом острие режущей кромки при направлении касательных напряжений по торцовой грани к кромке, а по боковой – от кромки.

Поскольку нет единого мнения по вопросам направления касательных напряжений по пояску смятия, проведенные теоретические исследования показали, что течение вырезаемого металла может происходить и в зазор, и от зазора, в зависимости от того, что будет больше: сопротивление раздаче вырезаемой заготовки или сопротивление течению металла в зазор. Для проверки правильности теоретических выводов и было выполнено экспериментальное определение направления течения отрезаемого металла.

Исследование проводилось на алюминиевых образцах толщиной  $h = 4$  мм. На заготовках с размерами 30x30 мм после подготовки поверхностей на мелкозернистой наждачной бумаге специальной иглой наносились лунки (рис. 3, а). Расстояния между лунками замерялись на большом инструментальном микроскопе типа БМИ с точностью 0,005 мм. В подготовленных заготовках пробивались отверстия диаметром 20 мм на экспериментальном штампе, после чего снова измерялись расстояния между теми же лунками (рис. 3, б). По разности замеров судили о направлении течения вырезаемого металла по торцовой контактной поверхности рабочего инструмента.

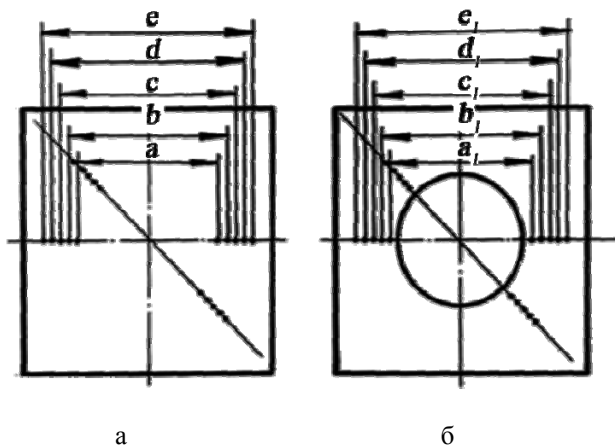


Рисунок 3 – Схема определения направления течения отрезаемого металла по торцевой контактной поверхности инструмента

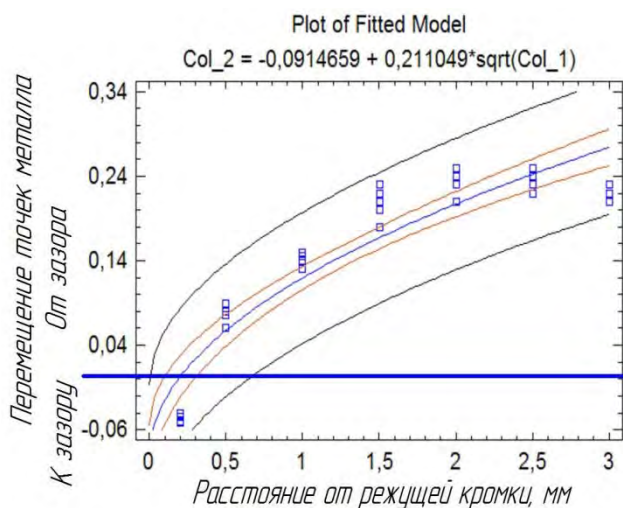


Рисунок 4 – График течения отрезаемого металла по торцевой контактной поверхности матрицы в зависимости от расстояния до режущей кромки (алюминиевые заготовки 30×30 мм толщиной  $h = 4$  мм, ширина перемычки 5 мм, смазка - машинное масло)

выводы о преобладающем направлении течения отрезаемого металла от зазора при резке без прижима при имеющейся в наличии малой зоны течения металла в зазор.

## Список литературы

1. Лобов А.Ф. Напряженно-деформированное состояние при вырубке деталей штампами / А.Ф. Лобов // Прогрессивная технология кузнечно-штамповочного производства. – М., 1953. – С. 72-83.
2. Смирнов-Аляев Г.А. Холодная штамповка в приборостроении / Г.А. Смирнов-Аляев, Д.А. Ваинтрауб. – Л.: Машгиз, 1963. – 410 с.
3. Головлев В.Д. Исследование процесса вырубki-пробивки / В.Д. Головлев // Новое в области штамповочной технологии. – М.: Машгиз, 1951. – С. 86–92.
4. Звороно Б.П. Расчет и конструирование штампов для холодной штамповки / Б.П. Звороно. – М.: Машгиз, 1949. – 196 с.
5. Сен-Венан Б. Об установлении уравнении внутренних движений, возникающих в твердых пластических телах за пределами упругости / Б. Сен-Венан // Теория пластичности. – М.: ИЛ, 1948. – С. 11–19.

Измерялись также расстояния между лунками и кромкой среза. По данным замеров был построен график изменения перемещения точек вырезаемого металла в зависимости от расстояния до режущей кромки (рис. 4).

Величина перемещения точек отрезаемого металла зависит от многих факторов: механических свойств отрезаемого металла, ширины перемычки при отрезке, смазке и т.д., однако, касаясь только качественной стороны этого вопроса, из рис. 4 видно, что по ширине пояска смятия в основном наблюдается течение отрезаемого металла от вершины режущей кромки (от зазора). Величина перемещения металла от зазора с приближением к вершине рабочей кромки уменьшается и на малом участке возле самой вершины возможно течение в зазор.

Величина течения отрезаемого металла по торцевой контактной поверхности пуансона значительно меньше, чем по поверхности матрицы, однако характер изменения течения по ширине пояска смятия такой же.

**Выводы.** В результате проведенных исследований определены нагрузки, действующие по контактным поверхностям режущего инструмента с отрезаемым материалом без учёта влияния других факторов на напряженное состояние рабочих деталей отрезных штампов.

Выполненные экспериментальные исследования подтвердили теоретические

6. Зубцов М.Е. Листовая штамповка. 3-е изд., перераб. и доп. / М.Е. Зубцов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 432 с.
7. Лисин А.Г. Исследование влияния некоторых факторов на деформацию заготовки по пояску смятия при вырубке и пробивке / А.Г. Лисин // Кузнечно-штамповочное производство. – 1970. – № 6. – С. 19-21.
8. Павельский О. Новый прибор для определения коэффициента трения при пластической деформации / О. Павельский // Черные металлы (Stahl und Eisen). – № 20. – 1964. – С. 36–42.
9. Хмара С.М. К определению напряжений на режущих кромках вырезных твердосплавных матриц / С.М. Хмара, В.П. Смолянинов, А.А. Коломойцев, В.И. Рудь // Кузнечно-штамповочное производство. – 1966. – № 6. – С.22-24.
10. Archibald F.R. Analysis of the Cutting Ende, Trans of the ASME, august 1956, Vol. 78.
11. Бтанели А.И. К обобщению метода расчета прочности режущей части инструмента / А.И. Бтанели // Вестник машиностроения. – Тбилиси, 1965. – Вып. 2. – С. 14–19.

### **Vladimir Khorolskyi**

*Kremenchuk Mykhailo Ostrohradsyi National University*

#### **On the Determination of the Stress-Strain State in the Segment Parts in Dies**

The purpose of this research is to determine the stresses arising at the cutting edges of the working tool of cutting forces on the stress state of the working parts of cutting dies.

The paper discusses the issues of determining the normal and tangential forces acting on the cutting edge of the cutting dies, there are derived the equations to determine the arbitrary constant load. Experimental studies determine the direction of flow of the cut metal.

Conclusions. The studies identified the loads acting on the contact surfaces of the cutting tool with cut material without considering the influence of other factors on the state of stress of the working parts of cutting dies. Fulfilled experimental studies confirmed the theoretical conclusions about the predominant direction of flow of the cut metal from the gap when cutting without clamp with the available small area of the metal flow in the gap.

**cutting dies, the cutting edge, stresses, flow the metal**

Одержано 31.10.14

**УДК 621. 9. 048. 4**

**В.М.Шмельов, канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Оптимізація якісних характеристик поверхонь робочих деталей розділових штампів в умовах розмірної обробки електричною дугою**

Виконано оптимізацію якісних характеристик поверхонь робочих деталей розділових штампів в умовах розмірної обробки електричною дугою (РОД). Показано залежність між конструкцією матриці і необхідною шорсткістю її робочої поверхні. Описано залежності якості обробленої поверхні робочих деталей розділових штампів від технологічних характеристик процесу РОД.

**шорсткість, технологічний струм, статичний тиск потоку робочої рідини, матриця, пуансон, розділовий штамп**

**В.Н.Шмелев, канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Оптимизация качественных характеристик поверхностей рабочих деталей разделительных штампов в условиях размерной обработки электрической дугой**

Выполнена оптимизация качественных характеристик поверхностей рабочих деталей разделительных штампов в условиях размерной обработки электрической дугой (РОД). Показана зависимость между конструкцией матрицы и необходимой шероховатостью ее рабочей поверхности. Описаны зависимости качества обработанной поверхности рабочих деталей разделительных штампов от технологических характеристик процесса РОД.

**шероховатість, технологический ток, статическое давление потока рабочей жидкости, матрица, пуансон, разделительный штамп**

Листові деталі, що складають в сільськогосподарському машинобудуванні близько 70%, виготовляють з використанням розділових штампів. Вартість виготовлення таких штампів та їх стійкість визначаються, перш за все, технологіями виготовлення їх спряжених пар робочих деталей таких як пуансони та матриці, пуансон-матриці та матриці-пуансони, а також знімачі та виштовхувачі. Традиційним методом виготовлення таких деталей є механічна обробка. Широкого застосування набули процеси електроерозійної обробки (ЕЕО): електроіскрова та електроімпульсна обробки. Останні, порівняно з механічною обробкою, забезпечують більш високу економічну ефективність одержання таких деталей без подальшої слюсарної доводки. Проте процеси електроіскрової обробки забезпечують порівняно невисоку продуктивність обробки.

Альтернативою таким процесам є спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [1], який, порівняно з електроіскровою обробкою, дозволяє підвищити продуктивність в 5-10 разів, і отримати спряжені робочі деталі розділових штампів з високими показниками економічної ефективності.

Відомо, що шорсткість робочих деталей розділових штампів, отриманих методами ЕЕО, може мати значно більші значення [2, 3]. Це видно з таблиці 1. Рекомендована шорсткість поверхні матриць, в залежності від її конструкції (рис. 1), має більші значення шорсткості ніж шорсткість робочих деталей, отриманих механічною обробкою.

Таблиця 1 – Рекомендована шорсткість поверхні пуансонів і матриць після ЕЕО

Товщина матеріалу, що вирубється чи пробивається, мм	Для конструкцій матриці	
	Позиції на рис. 1	Рекомендована шорсткість після ЕЕО, мкм
0,2	а, б	1,6
	в, г	1,0
0,3	а, б	2,5
	в, г	1,25
0,4	а, б	4,0
	в, г	2,5
0,5	а, б	5,0
	в, г	2,5
0,6	а, б	5,0
	в, г	2,5
0,7	а, б	6,3
	в, г	4,0
0,8	а, б	8,0
	в, г	5,0
0,9	а, б	8,0
	в, г	5,0
1,0	а, б	10,0
	в, г	6,3
1,2	а, б	10,0
	в, г	6,3
1,5 – 5	а, б	12,5
	в, г	10,0

Це пов'язано з тим, що шорсткість поверхні після ЕЕО відрізняється від шорсткості поверхні, отриманої механічною обробкою. Вона краще утримує змащення і тому деталі, що працюють в спряженні, знаходяться в кращих умовах, тобто за рахунок кращого змащення менше зношуються.

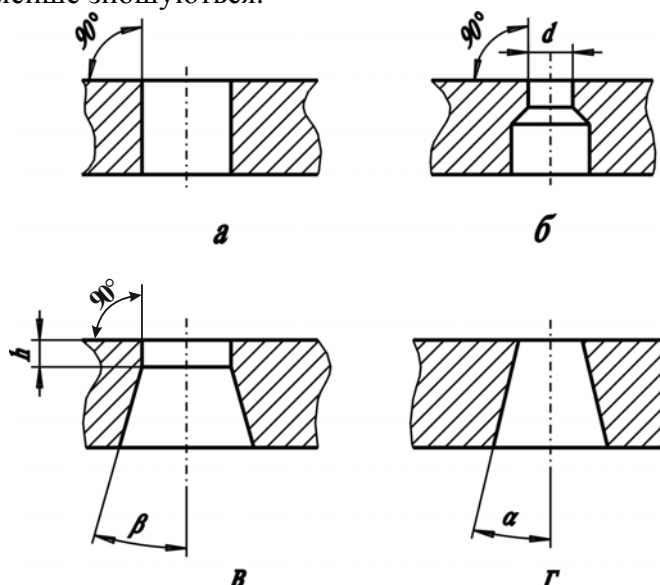


Рисунок 1 – Конструкція матриць

До того ж відомо, що на початкових етапах роботи штампу шорсткість поверхні, пуансонів і матриць, що отримана методами ЕЕО, спочатку покращується за рахунок притирання, а потім при відштамповуванні деякої кількості деталей починає погіршуватись [2, 3]. При отриманні таких деталей механічними методами шорсткість поверхні починає погіршуватись з першою ж відштампованою деталлю.

При дослідженні ми перевіряли можливість отримувати робочі деталі розділових штамсів способом РОД з необхідними показниками шорсткості поверхні. Для забезпечення рівномірного зазору між пуансоном і матрицею використовували спосіб керованого зносу електрод-інструменту (ЕІ) [4], при якому (рис. 2) спочатку графітовим електрод-інструментом (ЕІ) виготовляємо металевий ЕІ для виготовлення матриці, потім графітовим ЕІ виготовляємо пуансон, а потім за допомогою металевого ЕІ виготовляємо матрицю.

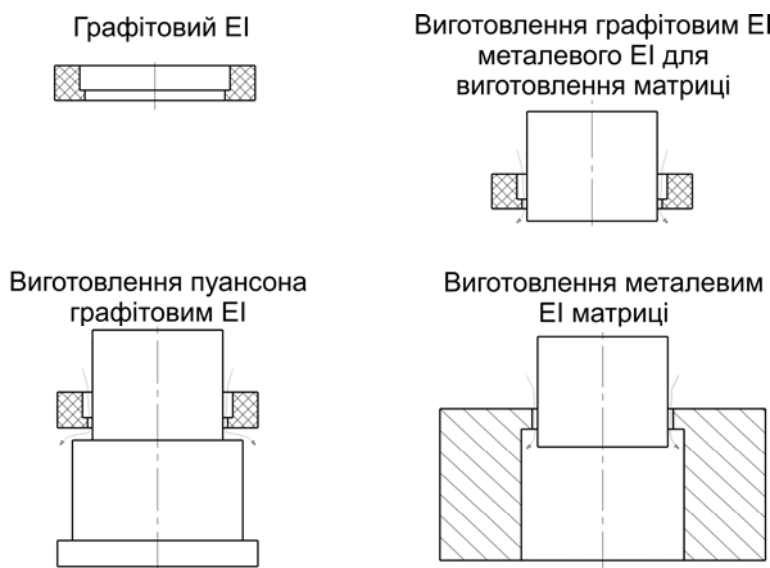


Рисунок 2 – Етапи виготовлення спряженої пари пуансона і матриці

В результаті за допомогою методів математичної статистики отримали математичні моделі міжелектродного зазору та шорсткості отриманих поверхонь пуансона і матриці за допомогою яких побудовано графіки залежності міжелектродного зазору між ЕІ та матрицею при обробці на зворотній полярності електродів (рис. 3), міжелектродного зазору між ЕІ та матрицею при обробці на прямій полярності електродів (рис. 4), шорсткості поверхонь пуансона при обробці на зворотній полярності електродів (рис. 5), матриці при обробці на зворотній полярності електродів (рис. 6) і матриці при обробці на прямій полярності електродів (рис. 7) від основних технологічних характеристик процесу.

Математична модель міжелектродного зазору між ЕІ та матрицею при обробці на зворотній полярності електродів має наступний вигляд, мкм:

$$\delta = 0,077 \cdot I^{0,184} \cdot P_s^{-1,391} \quad (1)$$

де  $I$  – сила технологічного струму, А;

$P_s$  – статичний тиск робочої рідини, МПа.

Математична модель міжелектродного зазору між ЕІ та матрицею при обробці на прямій полярності електродів має наступний вигляд, мкм:

$$\delta = 0,031 \cdot I^{0,411} \cdot P_s^{-1,37} \quad (2)$$

Математична модель шорсткості поверхні безступеневого пуансона при обробці на зворотній полярності електродів має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 4,477 \cdot I^{0,126} \cdot P_s^{-0,362} \cdot h^{0,844} \quad (3)$$

де  $h$  – висота робочого пояса ЕІ, мм.

Математична модель шорсткості поверхні матриці при обробці на зворотній полярності електродів має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 1,461 \cdot I^{0,402} \cdot P_s^{-0,92} \quad (4)$$

Математична модель шорсткості поверхні матриці при обробці на прямій полярності електродів має наступний вигляд, мкм:

$$Ra = 1,563 \cdot I^{0,565} \cdot P_s^{-1,286} \quad (5)$$

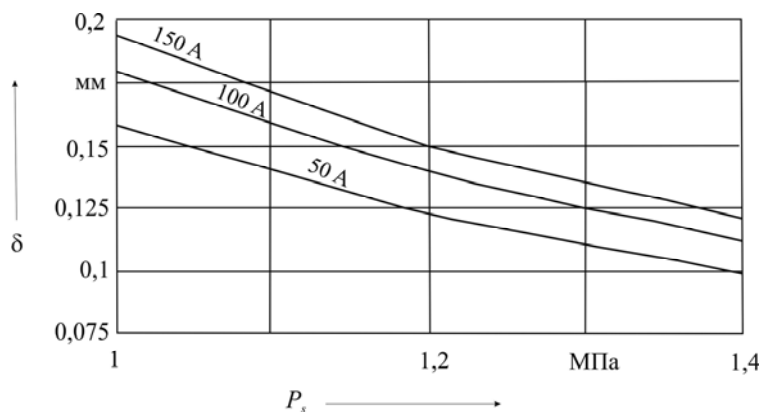


Рисунок 3 – Залежність міжелектродного зазору  $\delta$  від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  та сили технологічного струму  $I$  при обробці матриці на зворотній полярності електродів

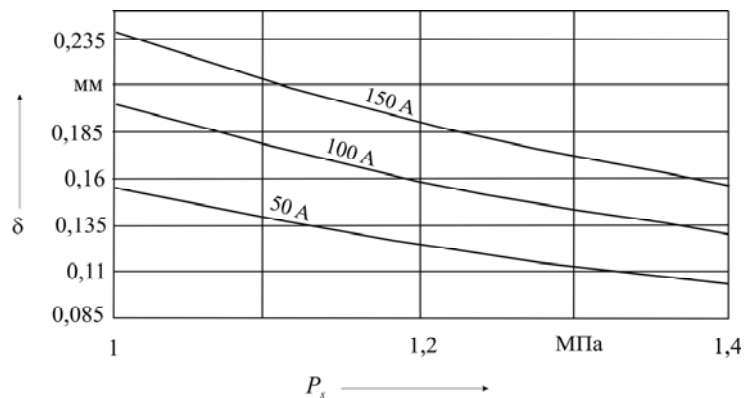


Рисунок 4 – Залежність міжелектродного зазору  $\delta$  від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  та сили технологічного струму  $I$  при обробці матриці на прямій полярності електродів

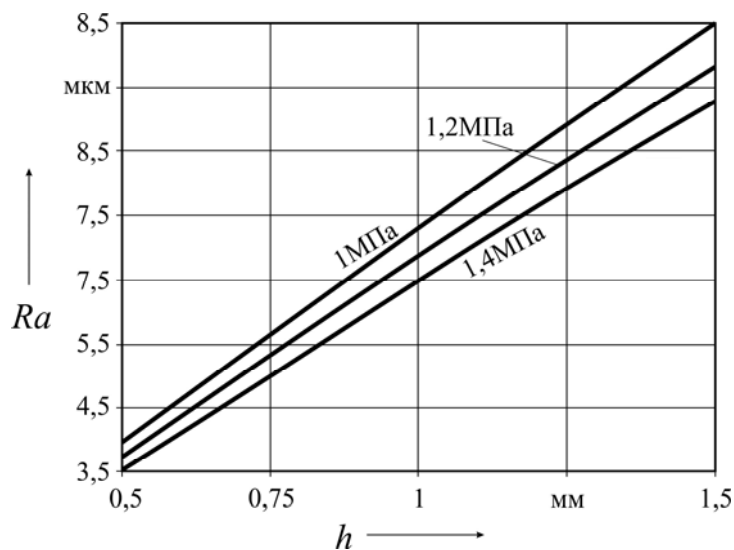


Рисунок 5 – Залежність шорсткості поверхні пуансона  $Ra$  від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  та висоти робочого пояса електрода  $h$  при обробці на зворотній полярності електродів

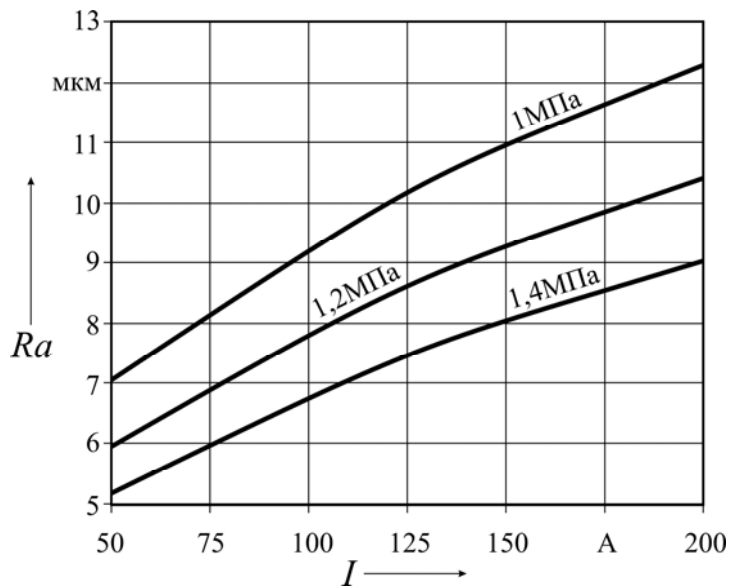


Рисунок 6 – Залежність шорсткості поверхні матриці  $Ra$  від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  та сили технологічного струму  $I$  при обробці на зворотній полярності електродів

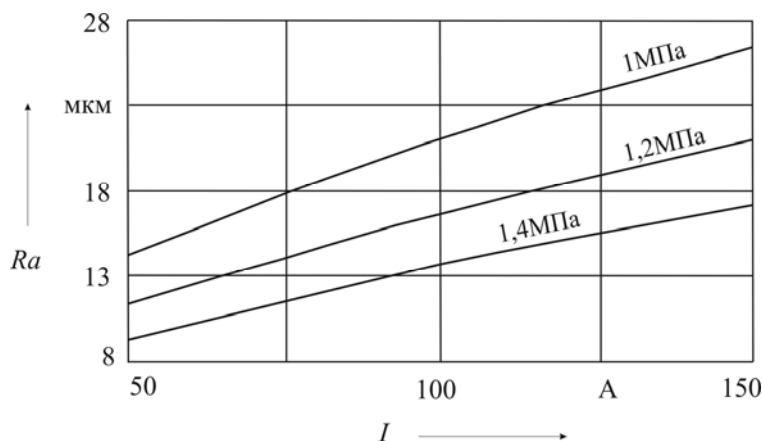


Рисунок 7 – Залежність шорсткості поверхні матриці  $Ra$  від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  та сили технологічного струму  $I$  при обробці на прямій полярності електродів

Міжелектродний зазор між ЕІ і матрицею при обробці на зворотній полярності електродів знаходиться в межах 0,1 – 0,2мм, при обробці на прямій полярності електродів знаходиться в межах 0,1 – 0,25мм. Шорсткість поверхні пуансона знаходиться в межах 3 – 12мкм, шорсткість матриці при обробці на зворотній полярності електродів знаходиться в межах 5 – 13 мкм, а шорсткість матриці при обробці на прямій полярності електродів знаходиться в межах 9 – 26 мкм. Аналіз отриманих результатів дозволяє говорити про те, що за допомогою способу РОД можливо отримати спряжені пари пуансонів і матриць з необхідними розмірами та показниками шорсткості поверхні, що відповідає рекомендованим для поверхонь, отриманих методами класичної ЕЕО.

А отже, використання способу РОД для виготовлення робочих деталей розділових штампів дозволить знизити собівартість їх виготовлення та підвищити їх стійкість.

## Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07. /Кіровоградський держ. техн. ун-т. – К., 1999. – 32 с.
2. Тимошенко В. А. Повышение стойкости разделительных штампов // Машиностроитель. – 1991. – №11. – С. 27.
3. Тимошенко В. А. Направления повышения износостойкости штампов и инструмента на предприятиях. // В. А. Тимошенко, В. И. Иванов, В. Н. Просяник / Республика Молдова (Обзор. Информ.) Кишинев.: МолдНИИТЭИ. –1991. – С. 54.
4. Шмельов В.М. Розмірна обробка електричною дугою спряжених робочих деталей розділових штампів: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.03.07. /Національний технічний університет України «КПІ»– К., 2013. – 20 с.

**Vitaliy Shmelyov**

*Kirovograd National Technical University, Kirovograd, Ukraine*

### **Optimizing the quality characteristics of the surfaces working details dividing of stamps in the conditions dimensional processing the electric arc**

The paper purpose - optimisation of qualitative performances of a surface of working details dividing of stamps in the conditions of dimensional processing the electric arc.

In a paper the analyzes of a construction of the matrix and a necessary surface roughness of working details of separating dies is carried out, on the basis of this gives recommended roughnesses of surfaces of working details received by methods of a classical electrical discharge machining. On the basis of experimental data derived the mathematical model of a surface roughness of working details dividing of stamps depending on the basic technical characteristics on process of dimensional processing the electric arc. It is shown that the surface roughness of working details dividing of stamps received by a mode of dimensional processing the electric arc, corresponds to the recommended surface roughness of these details received by classical methods of an electroerosion machining. Use of a mode of dimensional handling by an electric arc allows to receive working

details of separating dies of the necessary sizes and with necessary indexes of a surface roughness of the worker of a part, and accordingly and to ensure necessary firmness, and lowering of the cost price of their manufacture.

Using the method of dimensional processing the electric arc allows to receive of working details dividing of stamps the necessary sizes and with necessary indexes of a surface roughness of the worker of a part, and according to ensure necessary firmness, and lowering of the cost price of their manufacture.

**roughness, current technology, static pressure the working fluid flow, the matrix punch, dividing of stamp**

Одержано 04.11.14

**УДК 621.891:631.31**

**В.В. Аулін, проф., канд. фіз-мат. наук, А.А. Тихий, доц., канд. техн. наук,**

**С.О. Карпушин, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Закономірності контактної взаємодії частинок середовища ґрунту з РОГЗМ, зміцненими композиційними матеріалами та покриттями**

В статті наведено результати дослідження напружено-деформованого стану ґрунту, як безперервного середовища, під дією робочих органів ґрунтообробних і землерийних машин (РОГЗМ). Експериментально встановлено зв'язок напруження в ґрунті зі зносом РОГЗМ. Наведено теоретичний аналіз напружено деформованого стану локальної області зміцненого поверхневого шару РОГЗМ, в якій розміщено наповнювач, включення або зміцнювальна фаза.

За допомогою комп'ютерного моделювання досліджено характер розподілу напруження в зміцненому поверхневому шарі РОГЗМ в області контактної зони в стаціонарних та динамічних умовах. Сформульовано контактну задачу, наведені граничні умови та розв'язок у вигляді складових поля напруження.

Враховуючи характеристики наповнювача, їх вміст в композиційному матеріалі і покритті, встановлено зв'язок між напружено-деформованим станом і зносом.

**напруження, контакт, наповнювач, композиційний матеріал, покриття, знос, робочий орган ґрунтообробної та землерийної машини**

**В.В. Аулін, проф., канд. фіз-мат. наук, А.А. Тихий, доц., канд. техн. наук, С.О. Карпушин, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Закономерности контактного взаимодействия частиц среды грунта с РОПЗМ, упрочненных композиционными материалами и покрытиями**

В статье приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния почвы, как непрерывной среды, под действием рабочих органов почвообрабатывающих и землеройных машин (РОПЗМ). Экспериментально установлена связь напряжения в почве с износом РОПЗМ. Приведен теоретический анализ напряженно-деформированного состояния локальной области упрочненного поверхностного слоя РОПЗМ, с наполнителем, включением или упрочняющими фазами.

С помощью компьютерного моделирования исследован характер распределения напряжений в упрочненном поверхностном слое РОПЗМ в области контактной зоны в стационарных и динамических условиях. Сформулированы контактная задача, приведены граничные условия и решения в виде составляющих поля напряжения.

Учитывая характеристики наполнителя, их содержание в композиционном материале и покрытии, установлена связь между напряженно-деформированным состоянием и износом.

**напряжение, контакт, наполнитель, композиционный материал, покрытие, износ, рабочий орган почвообрабатывающей и землеройной машины**

**Постановка проблеми.** Механіка контактної взаємодії є одним з провідних напрямків в землеробській механіці. Незважаючи на те, що отримані рішення великої кількості контактних задач як аналітичними, так і чисельними методами, побудова та дослідження моделей контактної взаємодії залишається актуальним і сьогодні у зв'язку з розробкою нових матеріалів і технологій, зміцнення, різноманіття процесів і явищ, що протікають в зоні контакту при терті і зношуванні поверхонь робочих органів ґрунтообробних і землерийних машин (РОГЗМ), пред'явленням нових вимог до умов їх експлуатації.

При постановці класичних контактних задач переважно використовується модель однорідного ізотропного тіла, розглядається взаємодія гладких поверхонь [1, 2]. З розвитком математичного апарату, збільшенням потужності обчислювальної техніки з'явилася можливість при розв'язанні контактних задач враховувати шорсткість робочих поверхонь, в'язкопружні властивості контактуючих тіл, наявність на поверхні контакту плівок і покриттів, протікання явищ адгезії, тертя і зношування.

Підвищений інтерес як з точки зору фундаментальної науки, так і прикладного значення, являє дослідження контактної взаємодії з тілами, що мають неоднорідності механічного, геометричного та триботехнічного характеру, побудові моделей матеріалів трибоелементів (ТЕ), робочих (технологічних середовищ), формування вторинних структур (ВС), переміщення границі між фазами при термомеханічних впливах [3] та інші. На увагу заслуговують дослідження за напрямками: введення додаткових параметрів стану поверхневих шарів РОГЗМ та зон контакту з частинками середовища ґрунту, визначення співвідношень для цих параметрів, експериментальна перевірка створених фізичних та математичних моделей, а також розгляд міжфазних границь при зміцненні поверхневого шару РОГЗМ та кінетики нової фази [4].

Включення, наповнювачі, нові фази є не тільки концентраторами напружень, але і їх джерелом - змінюється локальна щільність, виникають залишкові напруження. Технологічні залишкові напруження при зміцненні РОГЗМ можуть відіграти як позитивну, так і негативну роль в процесі експлуатації.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Класичною роботою, де представлена модель для визначення залишкових напружень, обумовлених фазовими перетвореннями в необмеженому тілі, є робота Дж. Ешелбі [5]. Ця модель, заснована на рішенні плоскої задачі теорії пружності, визначає залишкові напруження всередині локальних областей, включень, наповнювачів, фаз й розв'язуються за допомогою граничного переходу. При цьому передбачається, що пружні характеристики в процесі перетворення не змінюються.

Рішення плоскої періодичної контактної задачі для системи штампів з урахуванням сил тертя приведено в роботах Е.А.Кузнецова і Г.А.Гороховського [6], де також є аналіз напружено-деформованого стану (НДС) поверхневих шарів. В роботі [7] розглянута періодична контактна задача для поверхні, що має синусоїдальну хвилястість у двох взаємно-перпендикулярних напрямках. Загальний метод розв'язання просторових і плоских контактних задач із зносом при постійній області контакту викладено в роботах Л.А. Галина і І.Г. Горячевої [8]. Умова контакту з використанням лінійного закону зношування і інтегрального представлення пружних переміщень через контактний тиск дозволяє звести задачу до визначення власних значень і власних функцій деяких інтегральних операторів. Доведено, що при сталому режимі зношування розподіл тиску на контакті приймає стаціонарне значення.

В роботах [9,10], а також монографіях [11,13] розглянуті математичні постановки ряду зносоконтактних завдань для неоднорідних пружних тіл зі змінною по поверхні зносостійкістю. Такі завдання виникли у зв'язку зі зміцненням РОГЗМ композиційними матеріалами (КМ) і покриття (КП) та локальним зміцненням їх робочих поверхонь. Враховуються також і деякі види суцільного зміцнення поверхні, зокрема при лазерних технологіях, коли неможливо досягти рівномірної зміни структури поверхні РОГЗМ. Останні питання відіграють вирішальну роль в проблемі підвищення надійності і зносостійкості РОГЗМ, а отже потребують розв'язку.

**Метою роботи** є аналіз контактних характеристик напружено-деформованого стану (НДС) та їх зміни при терті та зношуванні на основі постановки і розв'язання задач контактної взаємодії частинок ґрунту з неоднорідностями компонентів КМ (КП) при зміцненні РОГЗМ.

**Виклад основного матеріалу.** В процесі взаємодії РОГЗМ з ґрунтом останній зазнає певну деформацію, постійно змінюються величина навантаження і об'ємна маса [4]. Деформація щільного ґрунту при низькому рівні напружень приводить до збільшення об'єму, тобто його дилатації (об'ємного розширення). Оскільки в місцях, де об'єм збільшується, ґрунт стає менш щільним, що сприяє подальшій деформації і збільшенню об'єму, то процес є нестабільним. Це свідчить про те, що деформації в ґрунті можуть концентруватися, що приводить до появи поверхонь зламу. Уздовж поверхонь зламу проходять дуже тонкі дилатаційні смуги, що відрізняються за властивостями від основної маси ґрунту. Деформація в дилатаційних смугах більша за величиною у випадках руйнування при зсуві, чим руйнуванні при розтязі, оскільки враховуються процеси тертя.

При взаємодії РОГЗМ з ґрунтом можна виділити три види деформацій ґрунту:

- деформація в мікромасштабі - в межах дилатаційних смуг уздовж поверхні зламу;
- взаємне перекочування і ковзання ґрунтових часток, що утворилися;
- деформація в межах ґрунтових часток, яка можлива завдяки високій вологості ґрунту.

В перших двох випадках деформація супроводжується збільшенням об'єму, в останньому - може відбутися і ущільнення ґрунтових часток. Тому в процесі взаємодії РОГЗМ з ґрунтом можна виділити ще й такі деформації: при постійному об'ємі; при ущільненні; при розширенні в процесі руйнуванні. У польових умовах загальна деформація ґрунту складається з сукупності її різних видів, але один з них є провідним.

При описі взаємодії РОГЗМ з пластом ґрунту цілком прийнятні теорії суцільних середовищ, що деформуються. Такий підхід дозволяє описати процес деформації, переміщення і перемішування частинок ґрунту по робочій поверхні РОГЗМ. Без дослідження цих процесів неможливо встановити закономірності взаємодії РОГЗМ з ґрунтом й описати НДС ґрунту.

Дослідження показують, що порівнюючи природну об'ємну масу ґрунту з оптимальною, можна визначити раціональний спосіб обробітку і ступінь дії на ґрунт. Результати дослідження величини і характеру зношування стандартних РОГЗМ під час експлуатації свідчать про залежність їх від типу ґрунту, співвідношення фазових складових та НДС. Залежність зносу різальних елементів (РЕ) від величини напруження в шарі ґрунту, прилеглому до РОГЗМ, наведено на рис.1.

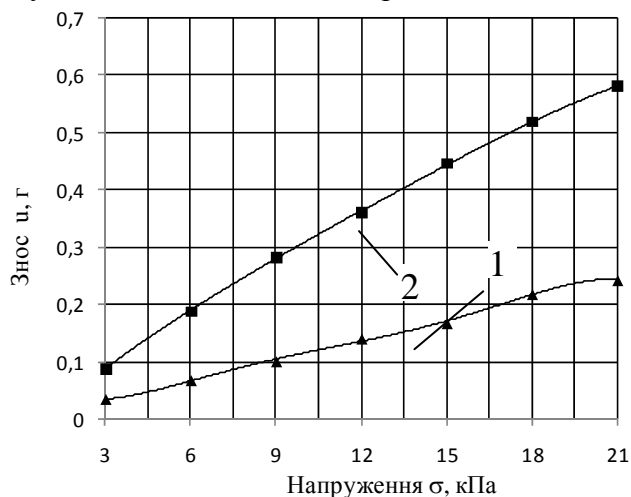


Рисунок 1 - Залежність зносу носка односторонньої лапи (1) і горизонтального РЕ щілинорізу (2) від величини напруження ґрунту в чорноземі звичайному ( $L=8,52$  км,  $v= 1,4$  м/с,  $W=10\%$ )

Показано, що знос РЕ РОГЗМ при збільшенні величини напруження ґрунту збільшується.

В той час, при взаємодії абразивних частинок (АЧ) ґрунту з поверхнею РОГЗМ, зміцненими КМ (КП), в локальних областях поверхонь змінюються величини компонентів тензора напруженості  $\sigma_{ij}$ . Результати комп'ютерного моделювання полів напружень при дії АЧ на робочу поверхню РОГЗМ, проведеного за розробленою методикою [14], у випадках з незміцненими і зміцненими КМ (КП) ТЕ в режимі статичного і динамічного навантаження наведено на рис.2.

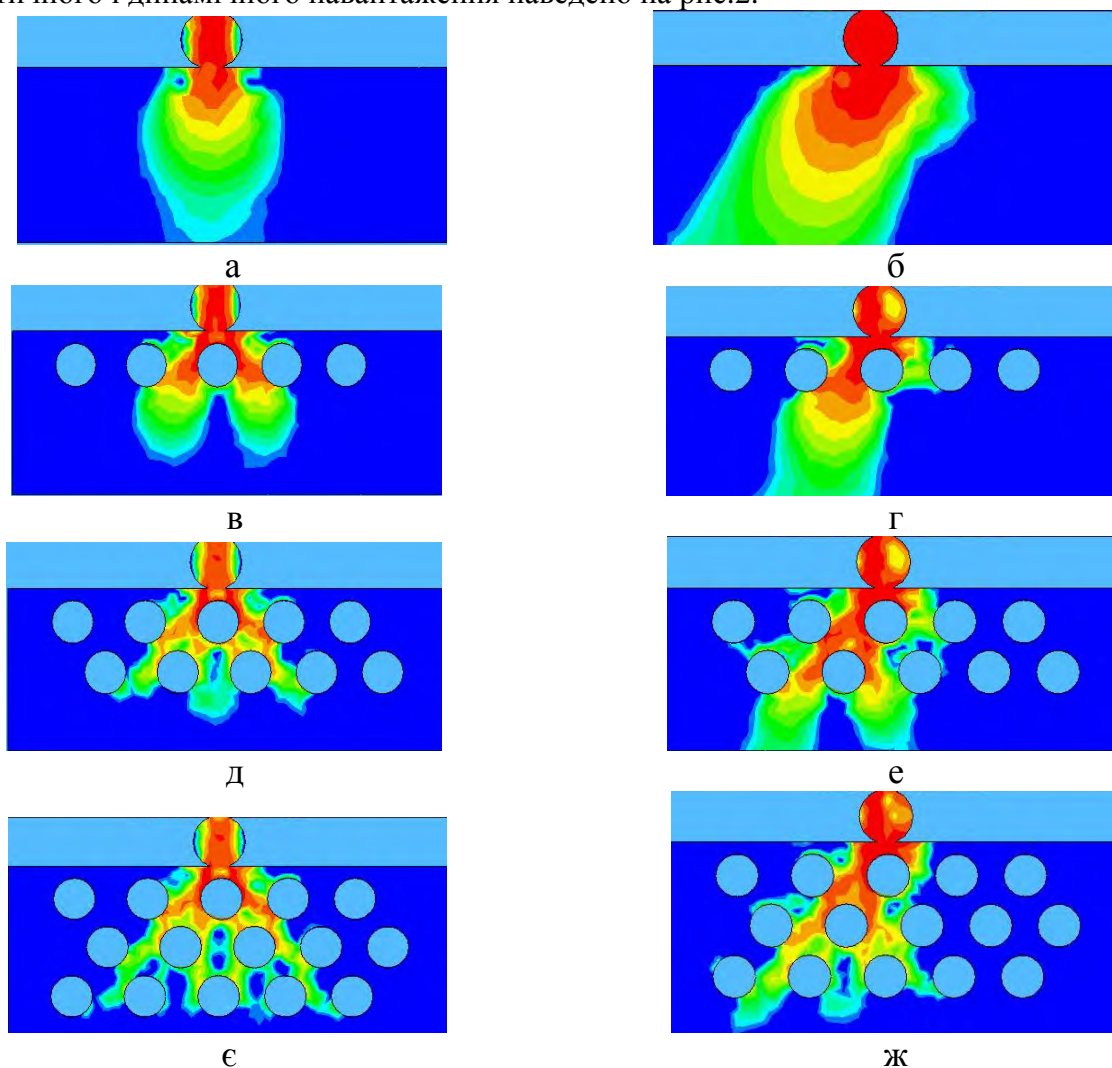


Рисунок 2 – Характерні епюри напружень в контактних областях РОГЗМ при дії на поверхню РОГЗМ: а – без покриття  $\bar{v} = 0$ ; б – без покриття  $\bar{v} \neq 0$ ; в – з одношаровим КП на ТЕ-2,  $\bar{v} = 0$ ; г – з одношаровим КП,  $\bar{v} \neq 0$ ; д – з двошаровим КП на ТЕ-2,  $\bar{v} = 0$ ; е – з двошаровим КП,  $\bar{v} \neq 0$ ; є – з тришаровим КП,  $\bar{v} = 0$ ; ж – з тришаровим КП,  $\bar{v} \neq 0$

Можна бачити, що область НДС зони контакту з АЧ зосереджується у зміцненому шарі КМ (КП), а в режимі динамічного навантаження епюра напружень трансформується у напрямку відносного руху ТЕ (рис. 2, б, г, е, ж).

Експериментальними дослідженнями [14,15] визначено, що зносостійкість КМ (КП) передусім обумовлена наявністю зміцнювальної компоненти (наповнювача, включення, фази) та фазового перетворення (ФП) в матриці. Для теоретичного аналізу цього впливу, використаємо рівняння механіки сумішей [13]. Умову квазістатичної деформації гетерогенних матеріалів при цьому можна подати у вигляді рівняння рівноваги:

$$\overline{\partial \sigma_{ij}^{(k)}} \cdot c_k / \partial x_i = 0, \quad (1)$$

де  $\overline{\sigma_{ij}^{(k)}}$ ,  $c_k$  – усереднена складова тензору напруження та вміст для  $k$ -ої компоненти (фази) КМ (КП). При цьому напружений стан в локальній області має дві складові:

$$\sigma_{ij}^{(R)} = \sigma_{ij}^{(1)} + \sigma_{ij}^{(2)}. \quad (2)$$

де  $\sigma_{ij}^{(1)}$  – напружений стан нескінченної пружної площини з наповнювачем (включенням) кулястої форми;  $\sigma_{ij}^{(2)}$  – напружений стан напівплощини, що виникає в результаті дії на її границі ( $z = 0$ ) розподіленого навантаження:

$$p_f(x) = -\sigma_z^{(2)} \Big|_{z=0}, \quad q_f(x) = -\tau_{xz}^{(1)} \Big|_{z=0},$$

яке вводиться для реалізації граничних умов. Для цього необхідне виконання рівності.

$$p_f(x) = \sigma_z^{(1)} \Big|_{z=0}, \quad q_f(x) = -\tau_{xz}^{(1)} \Big|_{z=0}. \quad (3)$$

Вирішення контактної задачі для наповнювача розміром  $r$  дає можливість оцінити напруження  $\sigma_{ij}^{(1)}$  у циліндричній системі координат:

$$\sigma_x^{(1)} = \begin{cases} -A, & x^2 + z^2 < r^2; \\ -Ar^2 \frac{x^2 - z^2}{(x^2 + z^2)^2}, & x^2 + z^2 > r^2, \end{cases} \quad (4)$$

$$\sigma_z^{(1)} = \begin{cases} -A, & x^2 + z^2 < r^2; \\ -Ar^2 \frac{x^2 - z^2}{(x^2 + z^2)^2}, & x^2 + z^2 > r^2, \end{cases} \quad (5)$$

$$\tau_{xz}^{(1)} = \begin{cases} 0, & x^2 + z^2 < r^2; \\ -2Ar^2 \frac{xz}{(x^2 + z^2)^2}, & x^2 + z^2 > r^2, \end{cases} \quad (6)$$

$$A = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{\varepsilon}{r}.$$

Вирішення контактної задачі для знаходження напруження  $\sigma_{ij}^{(2)}$  потребує граничних умов:

$$p_f(x) = \begin{cases} -A, & |x| < r; \\ Ar^2 \frac{1}{x^2}, & |x| > r, \end{cases} \quad q_f(x) = 0, \quad z = 0. \quad (7)$$

Якщо до границі напівплощини прикладене нормальне навантаження, то складові напруження  $\sigma_x^{(2)}$ ,  $\sigma_z^{(2)}$ ,  $\sigma_{ij}^{(2)}$  та  $\tau_{xz}^{(2)}$ , що діють в півплощині, становлять:

$$\sigma_x^{(2)} = -\frac{2z}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p_f(s)(x-s)^2 ds}{((x-s)^2 + z^2)^2}, \quad \sigma_z^{(2)} = -\frac{2z^3}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p_f(s) ds}{((x-s)^2 + z^2)^2}, \quad \tau_{xz}^{(2)} = -\frac{2z^2}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p_f(s)(x-s) ds}{((x-s)^2 + z^2)^2}. \quad (8)$$

Вивчення розподілу напружень в області локальних контактів поверхневого зміцненого шару РОГЗМ КМ (КП) показує, що НДС в цих областях є концентратором залишкових напружень, причому найбільш небезпечним місцем, з точки зору руйнування, є області основного матеріалу поблизу поверхні півпростору. Цей результат добре узгоджується з даними експериментальних досліджень і моделювання. На осі

симетрії наповнювача в основному матеріалі має місце локальний максимум  $\tau_{\max}$ .

При дослідженні контактної взаємодії частинки ґрунту і пружного півпростору з наповнювачами (включеннями), що виходять на поверхню, прийняли, що основний матеріал і матеріал наповнювача (включення) є пружними і мають однакові модулі Юнга  $E$  і коефіцієнти Пуассона  $\mu$ . При цьому граничні умови на поверхні півпростору при  $z = 0$  становлять:

$$\sigma_z \Big|_{z=0} = \begin{cases} p(x, y) & (x, y) \in \Omega \\ 0 & (x, y) \notin \Omega \end{cases}, \quad \tau_{xz} \Big|_{z=0} = \tau_{yz} \Big|_{z=0} = 0, \quad (9)$$

де  $p(x, y)$  - тиск усередині області контакту.

Передбачається, що напружений стан, що виникає при контактній взаємодії, не призводить до зміни форми і розмірів наповнювача (включення) і задачі визначення внутрішніх контактних і залишкових напружень можна вирішувати окремо.

Напружений стан півпростору з наповнювачем (включенням) при контактній взаємодії визначається методом суперпозиції:

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(C)} + \sigma_{ij}^{(R)}, \quad (10)$$

де  $\sigma_{ij}^{(C)}$  - внутрішні напруження, що виникають в результаті контактної взаємодії,  $\sigma_{ij}^{(R)}$  - залишкові напруження.

При розв'язанні зазначеної контактної задачі компоненти напруження визначаються співвідношеннями:

$$\sigma_x^C = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} p(\xi, \eta) \left( \frac{z}{r^3} \left( \frac{3(x-\xi)^2}{r^2} - (1-2\mu) \right) + (1-2\nu) \left( \frac{(y-\eta)^2 + z^2}{r^3(z+r)} - \frac{(x-\xi)^2}{r^2(z+r)^2} \right) \right) d\xi d\eta; \quad (11)$$

$$\sigma_y^{(C)} = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} p(\xi, \eta) \left( \frac{z}{r^3} \left( \frac{3(y-\eta)^2}{r^2} - (1-2\mu) \right) + (1-2\nu) \left( \frac{(x-\xi)^2 + z^2}{r^3(z+r)} - \frac{(y-\eta)^2}{r^2(z+r)^2} \right) \right) d\xi d\eta; \quad (12)$$

$$\sigma_z^{(C)} = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} 3p(\xi, \eta) \frac{z^3}{r^5} d\xi d\eta; \quad (13)$$

$$\tau_{xy}^{(C)} = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} p(\xi, \eta) \left( \frac{z}{r^3} \left( \frac{3(x-\xi)(y-\eta)z}{r^2} - (1-2\mu) \right) + (1-2\nu) \frac{(x-\xi)(y-\eta)(z-2r)}{r^3(r+z)^3} \right) d\xi d\eta; \quad (14)$$

$$\tau_{yz}^{(C)} = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} 3p(\xi, \eta) \frac{(y-\eta)z^2}{r^5} d\xi d\eta, \quad \tau_{xz}^{(C)} = -\frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} 3p(\xi, \eta) \frac{(x-\xi)z^2}{r^5} d\xi d\eta, \quad (15)$$

де  $r^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + z^2$ , а розподіл залишкових напружень  $\sigma_{ij}^{(R)}$  розраховується по формулі:

$$\sigma_{ij}^{(R)} = \nu (\sigma_x^{(R)} + \sigma_z^{(R)}). \quad (16)$$

При цьому передбачається, що індентор – частинка ґрунту є сферичною. Тоді розподіл контактних тисків визначається теорією Герца [1,13], а площадка контакту являє собою коло радіуса  $a$ .

Розглянемо НДС поверхневого шару РОГЗМ при контактуванні АЧ ґрунту з аналітичної точки зору. Швидкість зміни енергії КМ (КП) в об'ємі  $V_{nu}$ , обмеженого поверхнею  $S_{mp}$ , дорівнює:

$$\int_V \frac{dU}{dt} dV_{nu} = \int_V \left( \frac{\partial v_i^{(k)} \sigma_{ij}^{(k)}}{\partial x_i} \cdot c_k - \Delta U_{\text{вз}} \right) dV_{nu}, \quad (17)$$

де  $dU/dt$ ,  $\Delta U_{\text{вз}}$  – швидкість зміни внутрішньої енергії та зміна енергії взаємодії між АЧ і компонентами (фазами) КМ (КП);  $v_i^{(k)}$  – швидкість  $i$ -ої АЧ, що взаємодіє з  $k$ -ою

компонентою (фазою). З іншого боку для площинки контактної взаємодії маємо:

$$\int_V dU/dt dV_{nu} = V \int_V \overline{v_i^{(k)} \sigma_{ij}^{(k)}} \cdot c_k \cdot n_j dV_{nu}, \quad (18)$$

де  $n_j$  – проекція нормалі на вісь  $x_i$  до площинки контактної взаємодії АЧ з областю  $k$ -ої компоненти (фази) КМ (КП).

Враховуючи НДС поверхневого шару КМ (КП) при терті і зношуванні, права частина виразу (17) набуває вигляду:

$$\int_V \overline{v_i^{(k)} \partial \sigma_{ij}^{(k)}} \cdot c_k dV_{nu} / \partial x_i + \int_V c_k \overline{\sigma_{ij}^{(k)} \varepsilon_{ij}^{(k)}} dV_{nu} = 0,5 \int_V c_k \overline{\sigma_{ij}^{(k)}} (\partial v_i^{(k)} / \partial x_i + \partial v_j^{(k)} / \partial x_j) dV_{nu}, \quad (19)$$

де  $\varepsilon_{ij}^{(k)}$  – складові тензора деформації  $k$ -ої компоненти;  $v_i, v_j$  – складові швидкості на відповідній осі  $x_i, x_j$  площинки контакту  $i$ -ої АЧ з  $k$ -ою компонентою (фазою). Питома потенціальна енергія деформації КМ (КП) дорівнює:

$$U_{num} = 0,5 \cdot c_k \overline{\sigma_{ij}^{(k)}} \cdot \overline{\varepsilon_{ij}^{(k)}}. \quad (20)$$

У випадку двокомпонентних КМ (КП) маємо:

$$U_{num} = 0,5 \cdot (c_{v1} (\overline{\sigma_{ij}^{(1)}} \cdot \overline{\varepsilon_{ij}^{(1)}}) + \Delta (\overline{\sigma_{ij}^{(1)}} \cdot \overline{\varepsilon_{ij}^{(1)}})) + c_{v2} \overline{\sigma_{ij}^{(2)}} \cdot \overline{\varepsilon_{ij}^{(2)}}, \quad (21)$$

де  $c_{v1}, c_{v2}$  – відповідні вміст матриці і наповнювача в КМ (КП):  $c_{v1} + c_{v2} = 1$ .

Зміна питомої потенціальної енергії деформації на межі "наповнювач-матриця" дорівнює:

$$\Delta U_{num} = 0,5 \cdot c_{v1} \cdot \Delta (\overline{\sigma_{ij}^{(1)}} \cdot \overline{\varepsilon_{ij}^{(1)}}). \quad (22)$$

Деформаційне зміцнення КМ (КП) визначається виразом:

$$\Delta \sigma_{c2} = k_{zm} \bar{\lambda}^{-0,5} = K_{mc} \cdot (\varepsilon / \bar{\lambda})^{0,5}, \quad (23)$$

де  $k_{zm}, K_{mc}$  – відповідно параметри, що характеризують фізичну сутність зміцнення та міцнісні і структурні фактори КМ (КП) [14];  $\bar{\lambda}$  – середня відстань між частинками наповнювача. Стала  $k_{zm}$  оцінюється за формулою:

$$k_{zm} = C_{mf} C_{експ} E_{км(кп)} \cdot b_B [\rho + (C_{mf} C_{експ} \rho_\delta + 1/b_B) \varepsilon]^{0,5}, \quad (24)$$

де  $C_{mf}, C_{експ}$  – відповідно сталі, що характеризують умови формування та експлуатації КМ (КП);  $E_{км(кп)}$  – модуль пружності КМ (КП);  $b_B$  – вектор Бюргерса;  $\rho_\delta$  – щільність дислокацій, генерованих на поверхні поділу компонентів (фаз). Згідно теорії Орована, доповненої Ешбі [11], стала  $K_{mc}$  дорівнює:

$$K_{mc} = \alpha_\delta E_{кп} b_B^{0,5} c_2^{0,25} \cdot K_\phi, \quad (25)$$

де  $\alpha_\delta$  – стала, що характеризує умови деформації;  $K_\phi$  – параметр форми наповнювача:

$$K_\phi = \bar{\lambda} / \left( (\bar{\lambda} - \bar{d}_k)^2 + \bar{S}_{вк}^2 \right)^{0,5}, \quad (26)$$

де  $\bar{d}_k$  – усереднений розмір компоненти (фази);  $\bar{S}_{вк}^2$  – усереднена відстань між осями компонентів (фаз) КМ (КП). Співвідношення  $\bar{d}_k / \bar{\lambda} \in [0; 1]$ , то  $K_\phi \in [1; 4]$ .

Для оцінки впливу фазового переходу (ФП) при формуванні КМ (КП) та деформуванні при терті і зношуванні, розглянемо зміцнення матриці при утворенні мартенситної фази [14]. При цьому, згідно роботи [14], напруження в матриці дорівнюють:

$$\sigma_M = c_{0M} n_M (c_M)^{n_M}, \quad (27)$$

де  $c_{0M}, n_M$  – сталі коефіцієнти, що характеризують протікання ФП в матриці КМ (КП);  $c_M$  – вміст мартенситу. Враховуючи автокаталітичний характер мартенситного

перетворення при виникненні когерентних деформацій в залишковому аустеніті, маємо:

$$c_M = k_{1M} \varepsilon^{n_k} c_A. \quad (28)$$

де  $k_{1M}$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує інтенсивність протікання мартенситного ФП;  $n_k$  – показник степеня, що враховує ефект каталітичності;  $c_A$  – вміст аустеніту в матриці КМ (КП). Оскільки  $c_M + c_A = 1$ , то з (28) маємо:

$$c_M / (1 - c_M) = k_{1M} \varepsilon^{n_k}. \quad (29)$$

Ця залежність підтверджується експериментальними даними і узгоджується з даними роботи [14]. Згідно автокаталітичного характеру мартенситного перетворення  $n_k=3$ . Враховуючи формулу (29), маємо:

$$c_M = k_{1M} \varepsilon^3 / (1 + k_{1M} \varepsilon^3); \quad c_A = (1 + k_{1M} \varepsilon^3)^{-1}. \quad (30)$$

В процесі тертя і зношування деформаційне зміцнення поверхневого шару КМ (КП) можна охарактеризувати співвідношенням [15]:

$$\sigma = k_{3M} [\ln(1 + \varepsilon)]^{p_0}; \quad \Delta\sigma = \sigma - \sigma_s = h_0 \Delta\varepsilon^{a_0}, \quad (31)$$

де  $k_{3M}$ ,  $p_0$ ,  $h_0$ ,  $a_0$  – параметри деформаційного зміцнення;  $\Delta\varepsilon$  – величина деформації без пружної складової, що відповідає границі текучості  $\sigma_T$ .

На основі співвідношень (30) і (31), маємо:

$$\sigma = k_{3M} [\ln(1 + \varepsilon)]^p \left[ 1 - \left( 1 + 1/k_{1M} \varepsilon^3 \right)^{-1} \right] + \sigma_M \left( 1 + 1/k_{1M} \varepsilon^3 \right)^{-n_{3M}}, \quad (32)$$

де  $n_{3M}$  – показник зміцнення матриці утворенням мартенситу.

За даними роботи [14], параметр  $p_0=0,18$ , а  $\sigma_M$  являє собою напруження матеріалу матриці, що повністю складається із мартенситу і залежить від міцності мартенситу і вмісту вуглецю в сталі. Це пояснюється пропорційністю швидкості утворення зародків мартенситу об'ємній його частці [5].

Зміна напруження при ФП при терті і зношуванні КМ (КП) дорівнює:

$$\Delta\sigma_\phi = \frac{k_{36} \Delta\varepsilon^a}{\sqrt{d}} \left( 1 - \left( 1 + \frac{1}{c_1 \varepsilon^3} \right)^{-1} \right) + \sigma_M \left( 1 + \frac{1}{c_1 \varepsilon^3} \right)^{-n_{3M}}, \quad (33)$$

де  $k_{36} = C_{mf} C_{експ} r^{36} \cdot E_M b^2$ ;  $r^{36}$  – параметр комірчастої дислокаційної структури, при рівномірному розподілі дислокацій  $r^{36} = 1$ .

Оскільки тертя і зношування є нестационарним процесом, то накопичена енергія пружно-пластичної деформації дорівнює:

$$U_{пл}(t) = \int_0^\varepsilon \sigma(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (34)$$

де  $\sigma(\varepsilon)$  визначається рівнянням (33). Знаючи величини  $U_{пит}$ , або  $U_{пл}$ ,  $q_{кр}$  – критичну густину потоку потужності, можна оцінити величину зносу:

$$u = C_{mf} C_{експ} / q_{кр} = C_{mf} C_{експ} / U_{пит}^{3/2}. \quad (35)$$

У випадку двофазного КМ (КП) маємо:

$$U_{пл} = \int_0^{\varepsilon_{гр}} \Delta\sigma_{c_2} d\varepsilon = C_{mf} C_{експ} \cdot \varepsilon_{гр}^{3/2} / \sqrt{\lambda^n}; \quad u = C_{mf} C_{експ} \bar{\lambda}^{3/4} c_n^{-3/8} \varepsilon_{гр}^{-9/4}, \quad (36)$$

де  $\varepsilon_{гр}$  – гранична величина деформації матеріалу матриці.

Оцінку деформації двофазного КМ (КП) можна проводити за формулою:

$$\varepsilon_{кМ(кп)} = \varepsilon_{ом} - \Delta\varepsilon = \varepsilon_{ом} - C_{mf} C_{експ} \cdot \varepsilon_M c_2 = \varepsilon_{ом} - a \cdot c_n / \sqrt{\lambda^n}, \quad (37)$$

де  $\varepsilon_{ом}$  – деформація матриці при  $c_n=0$ ;  $\Delta\varepsilon = f(c_n, \lambda)$  – зменшення пластичності внаслідок наявності крихкої фази (наповнювача);  $\varepsilon_M$  – деформація матриці:

$\varepsilon_m = C_{mf} C_{експ} / \bar{\lambda}^n$ ;  $a, n$  – сталі, що визначаються експериментально. Якщо вираз (37) підставити в (36), отримаємо:

$$u = C_{mf} C_{експ} \lambda^{3/4} c_n^{-3/8} (\varepsilon_{ом} - a \cdot c_n / \bar{\lambda}^n)^{-9/4}. \quad (38)$$

### Висновки.

1. Розглянуто НДС ґрунту як суцільне середовище при дії на нього РОГЗМ та експериментально виявлена залежність зносу від напруження в ґрунті для різних видів РОГЗМ.

2. Методом комп'ютерного моделювання полів напружень розглянуто розв'язання контактної задачі дії абразивної частинки ґрунту на зміцнений КМ (КП) і незміцнений поверхневі шари РОГЗМ. Виявлено, що частинки наповнювачів (включень) перерозподіляють поля напружень як в статичному, так і динамічному випадках і для даного КМ (КП) існує певна товщина зміцненого шару, коли повністю в ньому зосереджується поле напружень.

3. З теоретичної точки зору, виходячи із граничних умов, розглянуто поле залишкових та контактних напружень поверхневих шарів, зміцнених КМ (КП), при навантаженні дією абразивною частинкою, як індентора.

4. Враховуючи НДС, розглянуто деформаційне зміцнення і оцінка впливу фазового перетворення при формуванні та деформуванні КМ (КП) при терті і зношуванні. Це передусім мартенситно-аустенітні перетворення. Встановлено зв'язок напруження в поверхневому шарі КМ (КП) з характеристиками зношування, який дає можливість проектувати ефективний зміцнений шар на РОГЗМ.

### Список літератури

1. Горячева И.Г. Контактные задачи в трибологии/ Горячева И.Г., Добычин М.Н.- М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
2. Аулін В.В. Напружено-деформований стан ґрунту при його взаємодії з різальними елементами робочих органів ґрунтообробних машин / В.В. Аулін, В.М.Бобрицький, А.А.Тихий // Науковий вісник Луганського нац. аграр. університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2009. №3. - С. 6-17.
3. Аулін В.В. Трибофізичне обґрунтування зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час дії РОГМ // Конструювання, виробництво та експлуатація с/г машин // Загальнодерж. міжвід. наук. – техн. зб. - Кіровоград: КНТУ. - 2012р. Вип.42. Частина I. – С. 13-20.
4. Аулін В.В. Характер зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час його взаємодії з робочим органом / В.В. Аулін, М.І. Черновол, А.А. Тихий // Вісник інженерної академії України. – 2011. – №1. – С. 232-237.
5. Эшелби Дж. Континуальная теория дислокаций/ Дж. Эшелби // ИИЛ, Москва, 1963. – 247 с.
6. Кузнецов Е.А. Поля нормальных напряжений под скользящим периодическим индентором, моделирующим микрошероховатость поверхности / Е.А. Кузнецов, Г.А. Гороховский // Проблемы трения и изнашивания. - К.: Техника, 1979.- №16. – С. 37-43
7. Кузнецов Е.А. Влияние сил трения на распределение энергии под синусоидальным индентором / Е.А. Кузнецов, Г.А. Гороховский // Проблемы трения и изнашивания. - К.: Техника, 1980.- №18. – С. 12-17.
8. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости при наличии износа/ Л.А. Галин, И.Г. Горячева // В кн.: Теория трения, износа и проблемы стандартизации.- Брянск, 1978 – С.251-265
9. Горячева И.Г. Контактная задача качения вязкоупругого цилиндра по основанию из того же материала. – ПММ, 1973. - №5 - С. 877-885
10. Казаков К.Е. Контактные задачи деформирования и износа упругих и вязкоупругих тел со сложными свойствами и формой поверхности: дис. канд. физ.-мат. наук спец. 01.02.04 / К.Е. Казаков. – Москва, 2007. - 128 с.
11. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия / И. Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 475 с.
12. Беркович И.И. Теоретические основы фрикционного взаимодействия дисперсных материалов с твердой поверхностью: монография / И.И. Беркович, А.Н. Болотов, Ю.И. Морозова. - Тверь: ТвГТУ, 2012. – 92 с.

13. Джносон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джносон // – М.: Мир, 1989. - 509 с.
14. Аулін В.В. Вплив характеристик компонентів контактуючих композиційних матеріалів і покриттів на параметри та властивості зони тертя / В.В. Аулін // Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2006. – №4 (42) – С. 110-112.
15. Аулін В.В. Поле напружень в композиційному матеріалі та композиційному покритті в умовах тертя ковзання / В.В. Аулін // Зб. наук. праць Луганського нац. аграр. університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавн. ЛНАУ, 2006, - №.65(88) – С.13-20.

**Viktor Aulin, Andrey Tihiy, Sergey Karpushin**

*Kirovograd national technical university*

**Patterns of contact interaction of soil particles in the medium WPCDM strengthened composite materials and coatings**

The paper presents the results of the study stress-strain state of the soil as a continuous medium, under working parts of cultivation and digging machines (WPCDM). Experimentally established relationship stress in soil with demolition WPCDM. Theoretical analysis of stress strain state of the local area, hardened surface layer WPCDM that contains filler inclusion or strengthens phase.

Using computer simulation investigated the distribution of stresses in a reinforced surface layer WPCDM in the contact zone in stationary and dynamic conditions. Formulated contact problem given boundary conditions and the solution in the form of components of the field strain.

Given the characteristics of the filler, their content in the composite material and the coating, the connection between the stress-strain state and wear.

**tension, contact filler composite, coating, wear, working parts of cultivation and digging machines**

Одержано 21.11.14

**УДК 631.352**

**Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,**

**Ю.В. Мачок, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток соняшнику**

Наведений напрям розробки та удосконалення сільськогосподарських машин для подрібнення рослинних решток в Україні є новим та дуже актуальним. Представлено аналіз результатів польових випробувань котка-подрібнювача вітчизняного виробництва. Основним показником роботи даної машини обрано співвідношення розмірів решток стебел соняшнику після подрібнення в залежності від швидкості руху агрегата. Наведені результати випробувань свідчать про доцільність використання даного типу сільськогосподарської техніки.

**коток-подрібнювач, стебла, довжина, рослинні рештки**

**Д.В. Богатырёв, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Мачок, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Экспериментальные исследования влияния скорости движения**

**катка-измельчителя на качество измельчения растительных остатков подсолнечника**

© Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, Ю.В. Мачок, 2014

Приведенное направление разработки и усовершенствования сельскохозяйственных машин для измельчения растительных остатков в Украине является новым и очень актуальным. Представлен анализ результатов полевых испытаний катка-измельчителя отечественного производства. Основным показателем работы данной машины выбрано соотношение размеров остатков стеблей подсолнечника после измельчения в зависимости от скорости движения агрегата. Приведенные результаты испытаний свидетельствуют о целесообразности использования данного типа сельскохозяйственной техники..

**каток-измельчитель, стебли, длина, растительные остатки**

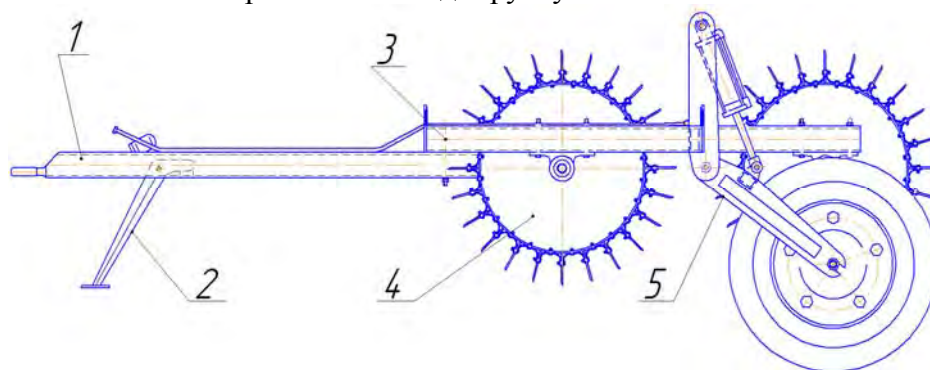
**Постановка проблеми.** Світова тенденція виробництва екологічно чистої продукції рослинництва спонукає до пошуку нових технологій вирощування сільськогосподарських культур та розробки необхідної техніки. Потреба підживлення рослин добривами є завжди актуальною проблемою, але техногенне забруднення мінеральними добривами родючих ґрунтів негативно позначається на якості сільськогосподарської продукції, що може призвести до підвищення захворюваності населення. Широке застосування пестицидів породило і специфічні проблеми, пов'язані з набуттям бур'янами, шкідниками та збудниками хвороб стійкості до них. В нашій країні недостатньо приділяється уваги створенню типу таких сільськогосподарських машин, робота яких була б направлена на покращення родючого шару ґрунту природнім шляхом, тобто – створення на поверхні ґрунту шару з подрібнених рослинних решток з частковим їх загортанням. Такий шар з подрібнених стебел (рослинних решток) допоможе природнім шляхом підтримувати мікрофлору ґрунту і дозволить не тільки зберегти але й через певний час збільшити вміст гумусу.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На полях України використовують подрібнювачі двох типів: з вертикальною та горизонтальною віссю обертання робочих органів. Серед них набули поширення такі подрібнювачі рослинних решток (ПРР) [1-4]:

- з вертикальною віссю обертання фірм: «Schulte» (Канада), «Kunh» (Франція), «Joskin» (Бельгія), «Del Morino» (Італія), «MCMS» (Польща) та вітчизняні «Уманьфермаш», «Білоцерків-МАЗ», «Агрореммаш», «Бердянськільмаш»;
- з горизонтальною віссю обертання представлено фірмами: «DAL-BO» (ЄС-Канада-США), «Kunh» (Франція) «Mashio» (Італія), «Rhino» та «John Deere» (США).

Але більшість названої закордонної техніки не є адаптованою до ґрунтово-кліматичних умов нашої держави, а головне мають дуже високу ціну.

Науковцями кафедри сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету у співробітництві з Культиваторним заводом ПрАТ «Кіровоградлітмаш» ПП Савицький М.І. створено експериментальний зразок котка-подрібнювача КП-4,5 (рис. 1-2), який в якості робочих органів має циліндричні котки з розміщеними на їх поверхні плоскими ножами [5-8]. Подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами відбувається в результаті їх перебивання ножами після притискування їх до ґрунту.



1 – шниця; 2 – опора; 3 – рама; 4 – робочий орган; 5 – гідрофікований механізм переведення машини у транспортне положення

Рисунок 1 – Схема котка-подрібнювача



а



б

а – коток подрібнювач КП-4,5; б – робочий орган;

Рисунок 2 – Коток-подрібнювач під час польових випробовувань [4]

Метою проведення польових випробовувань є перевірка якості виконання процесу подрібнення рослинних решток соняшнику в господарських умовах в залежності від швидкості агрегата.

Завдання дослідження: встановлення впливу швидкості руху агрегата на показник подрібнення.

**Об'єкт та методика дослідження.** Об'єктом дослідження був технологічний процес подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами.

Випробовування котка-подрібнювача КП-4,5 проводили на полях Кіровоградської області у Компаніївському районі на полі площею 6,4 га після збирання соняшнику. Умови проведення випробовувань відповідали середньостатистичним в регіоні (табл. 1).

Таблиця 1 – Умови проведення випробувань

№ п./п.	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1.	Культура	-	соняшник
2.	міжряддя між стеблинами	см	75
3.	відстань між стеблинами у рядку	см	22-25
4.	діаметр стеблин (соняшнику)	мм	9-21
5.	вологість стеблостою	%	89
6.	маса рослинних решток	кг/м <sup>2</sup>	0,72
7.	агрегативання котка-подрібнювача	-	причіпний
8.	ширина захвату	м	4,5
9.	швидкість руху агрегата	км/год	15-23

**Результати дослідження.** Після виконання технологічного процесу проводили заміри по визначенню кількості та розмірів частин подрібнених стебел соняшнику на 1 м<sup>2</sup> за допомогою дерев'яної рамки (рис. 4). Потім змінювали швидкість агрегату і повторювали виміри. Досліди проходили з п'ятикратною повторюваністю.

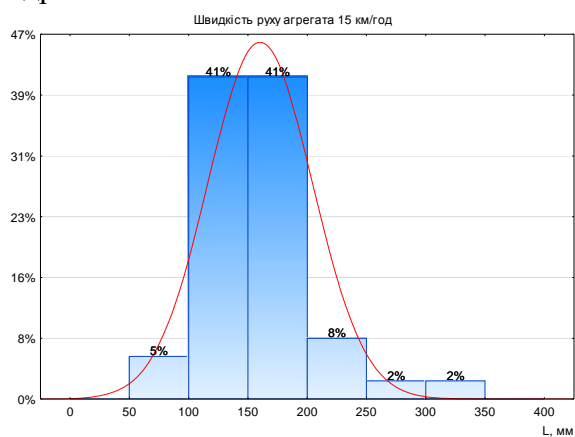


Рисунок 3 – Ділянка поля соняшника після обробітку

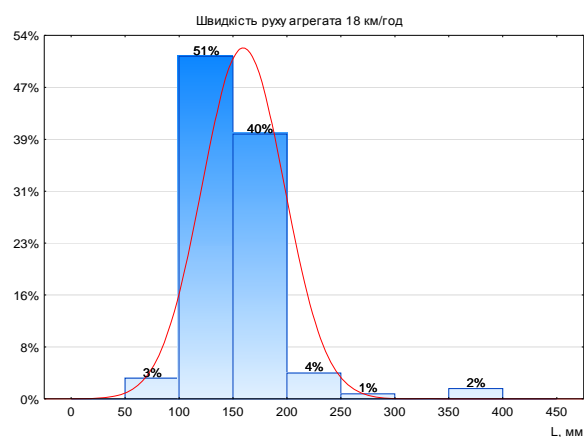


Рисунок 4 – Визначення кількості решток та розмірів стебел соняшника на 1 м<sup>2</sup> за допомогою рамки

Показником якості прийнято відсоток по найбільшій кількості рослинних решток, розміри яких не перевищують вказаного значення  $L_{гр}=200$  мм, після виконання процесу подрібнення.



а



б

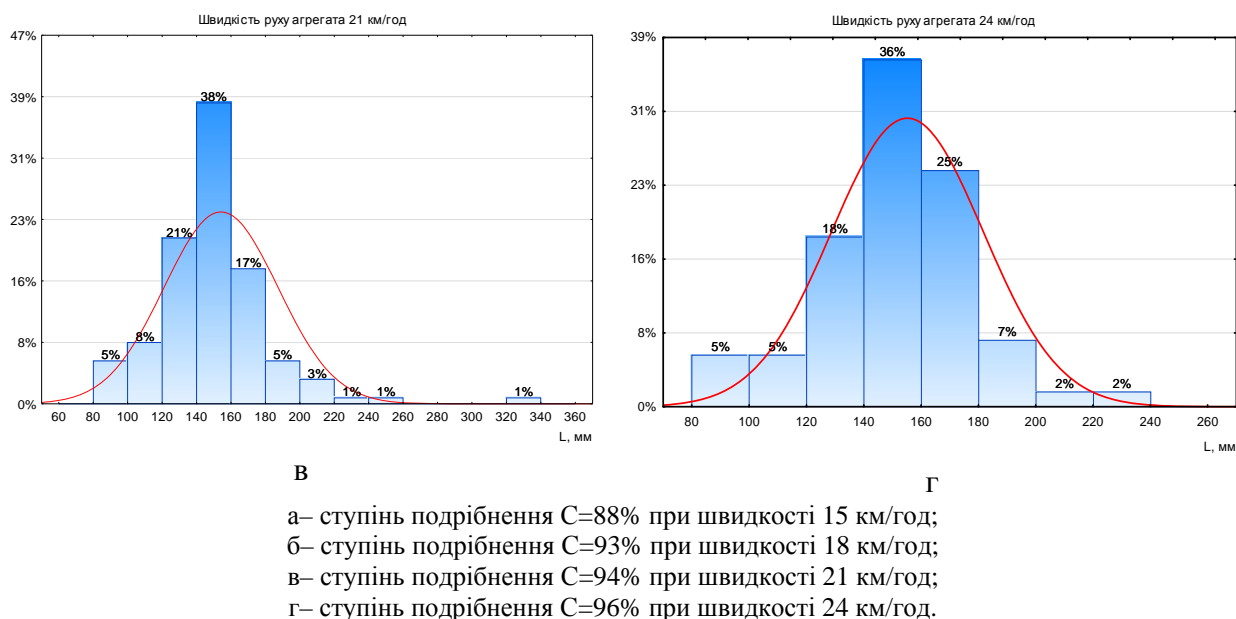


Рисунок 5 – Гістограма розподілу решток стебел соняшника за довжиною L після обробітку при різних швидкостях руху агрегату

Аналіз гістограми розподілу решток стебел соняшника за довжиною L після обробітку (рис. 5 а-б) показав, що найбільша кількість решток має довжину 100-200 мм. Дана довжина пояснюється тим, що відстань між ножами котка-подрібнювача становить 150 мм. Збільшення швидкості агрегату забезпечує подрібнення рослинних решток на менші розміри. Тобто кількість рослинних решток довжиною до 150 мм збільшується, а з розмірами більше за 200 мм – зменшується. Також слід відмітити зменшення пропущених та неповністю подрібнених рослинних решток. Експериментально визначений діапазон швидкостей від 15 до 24 км/год враховує особливості роботи котка-подрібнювача у польових умовах, а саме рух агрегату на схилах-підйомах, як у вертикальній, так і у горизонтальній площині. Збільшення швидкості за межі 24 км/год може впливати як на керованість агрегату так і збільшувати навантаження на раму та робочі органи котка-подрібнювача та механізм начіпки трактора.

Згідно з вимогами до виконання технологічного процесу подрібнення, запропонованими ННЦ "ІМЕСГ" УААН, розміри рослинних решток не повинні перевищувати 200 мм. За даним показником майже 100% (рис. 5 а-б) подрібнених рослинних решток не перевищують заданого граничного значення.

**Висновки.** На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що за якісним показником виконання технологічного процесу розроблена конструкція котка-подрібнювача є цілком працездатною і придатною до широкого використання за певних ґрунтових та кліматичних умов. А експериментально підтверджений діапазон робочих швидкостей від 18 до 23 км/год дозволить раціонально використовувати коток-подрібнювач з умови економії палива та підвищення продуктивності.

**Наступним етапом дослідження** мають стати питання надійності виконання технологічного процесу в різних ґрунтово-кліматичних зонах та природних умовах.

## Список літератури

1. Говоров О.Ф. Машини для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення частинок по поверхні ґрунту. / Говоров О.Ф., Гуков Я.С., Мойсенко В.К. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 29-48.
2. Сало В.М. Обґрунтування основ для моделювання процесів подрібнення рослинних решток. / Сало В.М., Семеняка І.М., Уманець І.О., Гайденко О.М. // Праці Таврійського державного

- агротехнологічного університету. 2010. Випуск 10., Том 8 – С. 105 – 111. (<http://nauka.tsatu.edu.ua/print-journals-tdata/10-8/10-8.html>)
3. Лінник М.К. Технологічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. / Лінник М.К., Лукаш М.І. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 76-84.
  4. Богатирьов Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток. / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: 36. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. ([http://www.kntu.kr.ua/doc/zb\\_42\\_1/](http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/))
  5. Богатирьов Д.В. Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток соняшника / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 12-17. ([http://www.kntu.kr.ua/doc/zb\\_43\\_1/](http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_43_1/))
  6. Пат. 71272 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2012.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В., Бойко В.П.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2011 15059 заявл. 19.12.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13.
  7. Пат. 83199 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2006.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В., Мачок Ю.В., Лузан О.Р.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2013 03722 заявл. 26.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16.
  8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс].- Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

**Dmytro Bohatyrov, Vasil Salo, Yuriy Machok**

*Kirovograd national technical university*

**Experimental study of the impact velocity roller-crushers in crushing plant residues quality sunflower**

Agrarian economy of Ukraine and the global trend of environmentally friendly crop production leads to the search for new technologies of crop growing and developing the necessary technology. The need for fertilizers feed plants is always topical issue. Over the past decade, making huge quantities of mineral fertilizers significantly degrade the organic component of topsoil . Also, use of chemicals in agriculture leads to environmental pollution. There are many cases where fertilizers and other chemicals made ill-conceived and sometimes irresponsible. This leads to the accumulation of chemicals in soil, groundwater, excessive content of their crop production , and a food - and food of animal origin. This man-made pollution of fertile soil affects the quality of agricultural products , which can lead to increased morbidity. Widespread use of pesticides has created and specific problems associated with the acquisition of weeds, pests and pathogens resistance to them.

Direction of development of agricultural machinery for crushing plant residues in Ukraine is a little known but very important. The analysis of the results of field testing of the roller-crusher. The main indicator of this unit size selected residues of sunflower stalks after shredding. The results of the tests indicate the feasibility of using this type of agricultural machinery.

**roller chopper, stems, length, plant residues**

Отримано 30.10.14

**УДК 62-192.004**

**А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ*

**О.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук**

*Миколаївський національний аграрний університет*

**Обґрунтування транспортуючих органів при навантаженому резервуванні**

У статті наведені результати досліджень зміни надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Розглянута навантажена резервована система. Запропонована методика розрахунку на зношування ланцюга. Встановлені закономірності змінення основних показників надійності ланцюгових робочих органів та визначений середній час безвідмовної роботи.

**ланцюговий робочий орган, кукурудзозбиральна техніка, технічна система, надійність, довговічність, навантажене резервування**

**А.И. Бойко, проф., д-р техн. наук**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, Киев*

**А.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук**

*Николаевский национальный аграрный университет*

**Обоснование транспортирующих органов при нагруженном резервировании**

В статье приведены результаты исследований изменения надежной работы кукурузоуборочных машин. Рассмотрена нагруженная резервированная система. Предложена методика расчета на износ цепи. Установлены закономерности изменения основных показателей надежности цепных рабочих органов и определено среднее время безотказной работы.

**цепной рабочий орган, кукурузоуборочная техника, техническая система, надежность, долговечность, нагруженное резервирование**

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день аналіз стану, в якому знаходиться українське сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується кукурудзозбиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, показує, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому, так і зараз надійність і довговічність сучасних машин для аграрного виробництва значно поступається світовим стандартам [6]. Одним з ефективних конструктивних способів підвищення надійності вузлів і агрегатів машин є навантажене резервування, що передбачає паралельне з'єднання елементів. Однак його застосування спряжене, як правило, з ускладненням конструкцій і підвищенням їх металоємності. Внаслідок цього в механічних системах не так вже й багато реалізацій навантаженого резерву [1]. Хоча подібні технічні рішення доволі часто є позитивними прикладами, що використовуються в електричних, енергетичних, біологічних та інших системах. Тому, доцільним слід вважати застосування навантаженого резерву в механічних системах тоді, коли переваги, що виникають в результаті підвищення їх надійності, перебільшують витрати на зміну побудови системи. Тобто механічні конструкції повинні залишатися відносно простими і доступними для реалізації при розробці вузлів і агрегатів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Підвищення надійності кукурудзозбиральних машин часто розглядають в цілому, що ускладнює відшукання прихованих резервів в окремих механізмах. Пошук технічних рішень, направлених на підвищення якісних показників роботи кукурудзозбиральних машин та збільшення продуктивності в цілому передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристроїв, що інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому внесені доповнення в конструкції безумовно ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому принципів успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність, очікувати не доводиться. Відомо, що навантажене резервування може бути представлене як таке, при якому резервний елемент працює в умовах, що не відрізняється від умов і навантажень основного елемента. Тоді здійснюється повністю навантажене резервування, яке може бути з цілою або дрібною кратністю. В практиці проектування і експлуатації машини зустрічається і недовантажене резервування, коли резервний елемент працює паралельно

з основним, але несе навантаження часткове в порівнянні з основним. Ці різновиди не вносять змін в структурну схему надійності вузла або агрегату, однак мають різницю при розрахунках показників надійності [8].

За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукурудзозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні будь-які фундаментальні дослідження, які пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються аналізованого напрямку досліджень.

**Метою роботи** є проведення теоретичних досліджень, які присвячені комплексній оцінці та тенденціям змін, направлених на забезпечення надійної роботи кукурудзозбиральної техніки. Основною проблемою невикористання навантаженого резервування в сільськогосподарській техніці є відсутність науково-обґрунтованих рекомендацій щодо їх ефективного використання. Усуненню цієї проблеми присвячена дана стаття.

**Результати досліджень.** При збиранні кукурудзи важливою операцією є перша, де здійснюється взаємодія машини з рослиною і яка передбачає захоплення стебла, його переміщення у вертикальному положенні з метою подальшого відокремлення качанів та їх транспортування. Робочий орган, що виконує дану операцію, представляє собою дві спряжені гілки ланцюгів, які оснащені відповідними лапками (захватами). Ланка ланцюга складається з декількох елементів, з'єднаних між собою або взаємними посадками або кінематично при взаємному відносному переміщенні. Таким чином ланка представляє деяку механічну систему в якій зміна параметрів одного з елементів впливає на параметри інших. Такий зв'язок між елементами відображується і на методах розрахунку ланцюгів, особливо коли це стосується забезпечення їх надійності. Конструктивні особливості механічних систем та їх розрахунків на надійність набуває процедури підбору того чи іншого елемента конструкції по заздалегідь заданим параметрам. Це є наслідком багатофакторності взаємного впливу параметрів на елементи системи. Неможливість відокремити вплив одного якогось фактору примушує до вирішення завдання методом перебору варіантів, перевірки гіпотез і виявлення серед них найбільш сприятливих.

Деталлями ланцюга, що зношуються в процесі роботи є деталі спряження шарнірів, тобто ролики та валики. В результаті зношування змінюються їх розміри, внаслідок чого збільшується такий важливий параметр ланцюга як його крок. Це приводить до зміни кінематики зачеплення ланцюга з зірочками, що в свою чергу збільшує динамічні навантаження і як результат – активізує процеси зношування між ланцюгом і зірочками. Таким чином, оцінюючим параметром зношення ланцюга може бути зміна (збільшення) його кроку.

Виходячи з положення, що величина зношення в кінематичній парі ролик-валик пропорційна роботі, що витрачається на зношування і того, що ланцюг представляє собою систему взаємозв'язаних елементів, зміна параметрів одного з яких призводить до зміни параметрів інших, в дослідженні [8] запропонована методика розрахунку на зношування шляхом підбору ланцюга, що підходить для виконання поставлених функцій на протязі заданого часу. Поклавши в основу дану методику, але ставлячи за головне при виборі ланцюга параметри його надійності, представляється доцільною наступна послідовність розрахунку ланцюга на його довговічність, а саме:

- Визначення гранично допустимого збільшення кроку ланцюга:

$$\Delta t = 4\chi \frac{d}{z_2}, \quad (1)$$

де  $\chi$  – коефіцієнт, величина якого залежить від умов роботи та форми зубів зірочок:  $\chi = 0,65$  – зуби з закрученими головками,  $\chi = 0,8$  – трапецеїдальна форма зубів;  $z_2$  – число зубів веденої зірочки.

Згідно існуючих норм на ланцюгові передачі збільшення їх кроку при зношенні не повинно перевищувати 3 %.

➤ Для введення критеріїв зношування при розрахунку ланцюгів на довговічність необхідно мати величину збільшення кроку  $\Delta t_0$  за деякий довільно вибраний проміжок часу  $\tau_0$ , що відповідає дільниці рівномірного зношування. Ця дільниця вибирається з одного боку при завершенні процесу припрацювання, а з другого при не досягнанні активізації втомлюючих руйнуючих процесів пошкоджень фрикційних поверхонь. Збільшення кроку за вказаний період можна визначити з формули:

$$\Delta t_0 = \tau_0 \frac{\Delta t + \Delta t_1 (\lambda - 1) - \lambda h - \Delta t_n}{\lambda \tau}, \quad (2)$$

де  $\Delta t_1$  – збільшення кроку ланцюга за період його роботи, що відповідає зношуванню загальної товщини цементованих дільниць спряжених деталей;

$\lambda$  – коефіцієнт урахування ступеня збільшення кроку ланцюга при переході від зношення центральних дільниць до нецементованих в елементах шарніра ланцюга ( $\lambda \approx 1,65$  – якщо гранично допустиме збільшення кроку більше за сумарну товщину цементованих дільниць;  $\lambda_1 = 1$  – якщо передбачається, що зношування відбувається в границях цементованих шарів, або якщо таке зміцнення взагалі відсутнє);

$h$  – додаткове збільшення кроку, внаслідок попереднього припрацювання деталей шарнірів, ( $h \approx 0,04$  мм);

$\Delta t_n$  – початкове деяке додаткове збільшення середнього кроку від його номінального значення ( $\Delta t_n \approx 0,05$  мм).

➤ Визначається величина критерію зношування, який еквівалентно відображує роботу, що витрачається на зношування деталей ланцюга:

$$k = \frac{\Delta t_0}{\xi}, \quad (3)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт зносостійкості, який виходячи з експериментальних даних для втулочно-роликів ланцюгів дорівнює  $\xi = 0,09$ .

➤ Отримане значення критерію зношування входить в розрахунок зусилля, що передається ланцюгом. Від його величини залежить інтенсивність зношування, а значить і довговічність ланцюгів.

➤ Зусилля в ланцюзі, яке включає ряд величин, що можуть бути встановлені експериментально при проведенні відповідних досліджень. Простіше для існуючої машини та її досліджуємого ланцюгового робочого органу величину тягового зусилля визначити через потужність і швидкість переміщення ланцюга захоплюючого транспортера. Наприклад, в кукурудозбиральному комбайні «Херсонь-9» ККП-3 швидкість складає  $V_A = 1,73$  м/с.

Виходячи з передаваної потужності  $N$  і встановленої швидкості переміщення ланцюга  $V_A$ , окружне (колове) зусилля в  $\kappa\Gamma c$  визначається згідно формули:

$$T = \frac{102 \cdot N}{V_A}. \quad (4)$$

➤ Допустиме навантаження (зусилля) для вибраного ланцюга складає:

$$T_0 = \frac{k \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot n}{c \cdot V_A (i+1)} - 2\eta q_A, \quad (5)$$

де  $c = \frac{\pi}{2} \left[ \frac{z_2 (1 - a_1) + z_2 (1 + a_2)}{z_1 + z_2} \right]$  – коефіцієнт урахування особливостей передачі і

конструкції ланцюга;

$a_1$  і  $a_2$  – позначення груп параметрів зачеплення ланцюга з зірочками [2];

$i$  – передаточне число;

$\eta$  – коефіцієнт урахування нахилу холостої ділянки ланцюга до горизонту;

$l$  – довжина втулки (валика);

$A$  – відстань між осями зірочки, м.

Розраховане значення допустимого зусилля порівнюється з діючим окружним (коловим). Необхідно, щоб допустиме зусилля перебільшувало діюче колове. В іншому випадку виникає потреба в заміні ланцюга, який задовольняє умови експлуатації.

➤ Натяжні зусилля ведучої гілки ланцюга:

$$S_g = T_{max} + S_0 + S_y + T_{дин}, \quad (6)$$

де  $T_{дин} = \frac{n_1^2}{90} \left( \lambda \frac{I}{R_2} + \frac{m_0 t}{2} \right) \cdot \Delta$  - динамічне навантаження ланцюга;

$T_n = \xi g A$  – натяг холостої гілки ланцюга;

$\Delta$  – коефіцієнт, що враховує пружність і провисання ланцюга ( $\Delta \approx 0,5 \dots 0,75$ );

$n_1$  – кількість обертів ведучої зірочки за хвилину;

$S_y = \frac{qV^2}{g}$  - натяг ланцюга від дії відцентрової сили;

$\lambda$  – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів, передаточного числа і відносної довжини ведучої гілки;

$I$  – момент інерції веденої зірочки і всіх її мас;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$R_2$  – радіус веденої зірочки;

$m$  – вага ведучої гілки.

➤ Запас ланцюга по міцності визначається як частка відношення руйнуючого зусилля  $T_p$  до отриманого зусилля натягу ведучої гілки  $S_g$ :

$$\zeta = \frac{T_p}{S_g}. \quad (7)$$

Цим параметром характеризується відповідність ланцюга щодо умови міцності.

Представлений розрахунок дає можливість вибору ланцюга, що відповідає умовам експлуатації. Цим вирішується інженерна конструкторська проблема вірного проектування робочого органу. Однак для наукового дослідження важливо виявити зв'язок між терміном експлуатації ланцюга та величиною його зношування. Так як існує пропорційність між роботою зношування і результатом цієї виконаної роботи – величиною зношування, а величина зношування ланцюга представляється збільшенням його кроку, то в загальному вигляді можна записати:

$$A_{y0} \tau = \Phi(\Delta t), \quad (8)$$

де  $\Phi$  – функція зв'язку між  $\tau$  і  $\Delta t$ .

В ліву частину рівності покладена питома робота тертя  $A_{y0}$ , що має розмірність  $\left[ \frac{H \cdot m / c}{m^2} \right]$ . Тобто силовим фактором в шарнірах ланцюга, який обумовлює їх зношування, є тиск, а робота тертя формується як результат переміщення, що виконується за одиницю часу. Питома робота помножена на час експлуатації вузла в правій частині уявляє собою загальну роботу тертя, яка і викликає зношування шарнірів. Результатом цього зношування є подовження ланцюга. Правою частиною рівності є невідома функція зв'язку між роботою тертя і збільшенням кроку ланцюга (зношуванням). Питома робота тертя згідно досліджень [2, 5] для одного шарніра ланцюга дорівнює:

$$A_{y0} = \frac{S_g (1+i) f_1 V_a c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}, \quad (9)$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання в шарнірі ланцюга;

$m$  – число шарнірів (ланок) ланцюга;

Після завершення процесу припрацювання поверхонь тертя в шарнірах ланцюга, який займає відносно невеликий проміжок часу, наступає період нормальної (штатної) експлуатації. Характерним для шарнірних з'єднань закритих вузлів тертя в цей період є лінійне зношування елементів. Тому для ланцюга можна записати:

$$\frac{S_e (1+i) f_1 \cdot V_n \cdot c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m} \tau = K_u \cdot \Delta t, \quad (10)$$

де  $K_u$  – коефіцієнт, що враховує умови і особливості зношування ланцюга.

Значення коефіцієнта  $K_u$  може бути встановлене на підставі попередньо проведених пробних експериментів. Стосовно серійного ланцюга, що експлуатується в кукурудзозбиральному комбайні, то для нього, задавшись граничним значенням подовження ланцюга у 3 % та маючи час експлуатації до цього стану  $\tau_{\Delta t_{lim}}$ , можна підрахувати величину коефіцієнта  $K_u$ . В подальшому рівняння, вирішене відносно часу експлуатації ланцюга, дає можливість встановлення його довговічності:

$$\tau = \frac{K_u \cdot \Delta t_{lim} \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}{S_e (1+i) f_1 \cdot V_n \cdot c}, \quad (11)$$

Науково-практичний інтерес представляє аналіз отриманої залежності (11) для виявлення можливих шляхів і пошуку перспективних технічних рішень, направлених на підвищення довговічності ланцюгового подаючого робочого органу кукурудзозбирального комбайну. Аналіз рівняння показує, що при всіх інших рівних параметрах, що характеризують умови експлуатації і зношування ланцюгів, підвищення їх довговічності, насамперед, може бути досягнуто за рахунок збільшення площі контакту в зонах тертя, тобто зменшення тиску в шарнірах. Конструктивно це може бути досягнуто збільшенням довжини валиків (втулок) ланцюга шляхом переходу до застосування багаторядних ланцюгів. Тому бачиться за доцільне розширення бази ланцюга шляхом застосування багаторядної конструкції. Така конструкція безумовно знижує питомі навантаження на елементи ланок, але стає ускладненою для виготовлення і подальшої експлуатації. Як справедливо відмічається в роботі [2], внаслідок існуючої неточності виготовлення і можливих переносів в експлуатації однотипні елементи багаторядного ланцюга мають неоднакові зусилля в спряженнях. А значить, що і працюватимуть в дещо різних умовах. Причому в кожному з зачеплень ланок може виникати інверсія в розподілі навантажень по рядах. Тоді ланцюг з основним навантаженням поступається місцем резервному, менш навантаженому. В наступному акті зачеплення може змінитися на протилежну, однак в кожному випадку, незалежно який з рядів ланцюга буде прийнятий за основний, а який за резервний, в системі є два паралельно працюючих ряди, що забезпечує їх структурне резервування. Таке паралельне з'єднання елементів, що направлено на підвищення рівня надійності при різності в навантаженнях, класифікується як тепле, частково ненавантажене резервування. Внаслідок нерівномірності розподілу навантажень в рядах багаторядного ланцюга один з них (більш навантажений) може сприйматися як основний в розглянутій технічній системі. Тоді другий (менш навантажений) сприймається як резервний при недовантаженому послаблюючому режимі експлуатації.

Для таких систем, як відомо [4], ймовірність безвідмовної роботи визначається виразом:

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \sum_{i=1}^{k_B} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_i \tau})^i \right], \quad (12)$$

$$\text{де } a_i = \prod_{j=0}^{i-1} \left( j + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} \right), \quad (13)$$

$\lambda_0 = \sum_{i=1}^m \lambda_i$  – інтенсивність відмов основного ряду ланцюга, що складається з  $m$

ланок;

$i$  – порядковий номер ряду ланцюга;

$\lambda_i$  – інтенсивність відмов однієї ланки одного з рядів ланцюга;

$\lambda_1$  – інтенсивність відмов резервного недовантаженого ряду ланцюга;

$k_B$  – кратність резервування.

Відповідно ймовірність відмов може бути підрахована за формулою:

$$F_c(\tau) = 1 - e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \sum_{i=1}^{k_R} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_1 \tau})^i \right], \quad (14)$$

Для двохрядного ланцюга, коли  $k_R=1$  формула (12), що визначає ймовірність безвідмовної роботи, спрощується і представляється наступним чином:

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[ 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 \tau}) \right], \quad (15)$$

а ймовірність відмов дорівнює:

$$F_c(t) = 1 - e^{-\lambda_0 t} \left[ 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 t}) \right]. \quad (16)$$

Показником довговічності слугує час безвідмовної роботи, який для багаторядного ланцюга, як для резервованої системи з нерівномірно розподіленим навантаженням, знаходиться згідно наступного рівняння:

$$\bar{\tau} = \int_0^{\infty} P_c(\tau) d\tau = \frac{1}{\lambda_0} \sum_{i=0}^{k_R} \frac{1}{1 + i \cdot k_{\lambda}}, \quad (17)$$

де  $k = \frac{\lambda_1}{\lambda_0}$  – відношення інтенсивності відмов.

Після підстановки кратності резервування  $k_R=1$  для двохрядного ланцюга маємо:

$$\bar{\tau} = \frac{1}{\lambda_0} \left( 1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1 + \lambda_0} \right). \quad (18)$$

Підставляючи значення інтенсивностей відмов отримаємо:

$$\bar{\tau}_{сод} = \frac{1}{0,006} \left( 1 + \frac{0,006}{0,001 + 0,001} \right) = 309,9 (\text{год})$$

**Висновок.** Порівняно з серійним ланцюгом, експериментальний двохрядний має більше чим у два рази середній час безвідмовної роботи. Це вказує на те, що регламентні сервісні роботи по обслуговуванню ланцюга проводяться один раз на сезон, а його ресурс наближається до загального ресурсу кукурудзозбиральної машини. Таке підвищення надійності крім, покращення експлуатаційних показників машин, призведе до зниження витрат часу, а також матеріалів на технічне обслуговування.

## Список літератури

1. Бойко А.И. Математическая формализация описания состояний и переходов пассивно резервируемых технических систем / А.И. Бойко, А. В. Бондаренко, В.Н. Савченко // Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенка. Выпуск №133. Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве. Харьков. – 2013. – С. 216 – 220
2. Воробьев Н.В. Цепные передачи. Из-во «Машиностроение». – М: 1968. – 252 с.

3. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зерно-збиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. – 2005. – № 8. – С. 14–18.
4. Князьев Л.Д. К расчету на усталостную прочность втулочно-роликовых цепей. Проектирование и производство механических передач. Ижевск, «Удмуртия», – 1965. – 252 с.
5. Некипоренко В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В.И. Некипоренко. – М. : Советское радио, 1977. – 214 с.
6. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С.4 – 7.
7. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. – 2008. – № 7. – С. 36 – 41.
8. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
9. Gerla M.K. Improving fatigue life. – «Machine design», – 1953, – Janv.

### **Anatoly Boiko**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

### **Aleksandr Bondarenko**

*Mykolayiv national agrarian university*

### **Justification of transporting organs is at the loaded reservation**

The aim of work are realizations of theoretical researches, that is devoted complex to the estimation and tendencies of the changes sent to providing of reliable work of corn-harvesting technical.

The article contains results studies of changes in reliable operation of the corn-harvesting machines. Considered loaded redundant system. The technique is based on chain wear. The regularities of changes in the basic reliability indices continued working bodies and determined average uptime.

Comparatively with a serial chain, an experimental tworow has anymore what in two times mean time between failures, and also materials, that will allow to bring down the expense of time on technical service.

**chain working organ, corn-harvesting technical, technical system, reliability, longevity, loaded reservation**

Одержано 24.10.14

### **УДК 629.114.2-192**

**Л.И. Бойко, д-р техн.наук, А.М. Гоман, доц., канд. техн. наук, О.А. Баран, научн.сотр**

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»,*

*Республика Беларусь*

## **Методология определения фактических показателей надежности тракторов по данным эксплуатации в гарантийный период**

Предлагается методология прогнозирования надежности сельскохозяйственных тракторов по данным эксплуатационных отказов в гарантийный период. Классические методы статистической обработки информации об отказах тракторов в этом случае не применимы. Статистические данные обрабатываются специальными методами цензурированных выборок. Рекомендуются непараметрический и параметрический методы обработки эксплуатационных данных. Приводится пример практического использования разработанной методологии.

**первичные отказы, цензурированная выборка, однородность отказов, параметрический и непараметрический методы, функция правдоподобия, критерий Пирсона, метод Каплана-Мейера, распределение Вейбулла**

**Л.Й. Бойко, д-р техн.наук, А.М. Гоман, доц., канд. техн. наук, О.А. Баран, наук.співроб.**

*ДНУ «Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі», Республіка Білорусь*

**Методологія визначення фактичних показників надійності тракторів за даними експлуатації в гарантійний період**

Пропонується методологія прогнозування надійності сільськогосподарських тракторів за даними експлуатаційних відмов у гарантійний період. Класичні методи статистичної обробки інформації про відмови тракторів в цьому випадку не застосовні. Статистичні дані обробляються спеціальними методами цензурованих вибірок. Рекомендуються непараметричний і параметричний методи обробки експлуатаційних даних. Наводиться приклад практичного використання розробленої методології.

**первинні відмови, цензурована вибірка, однорідність відмов, параметричний і непараметричний методи, функція правдоподібності, критерій Пірсона, метод Каплана-Мейера, розподіл Вейбулла**

**Введение.** В условиях жёсткой конкуренции производителей тракторов необходимо в кратчайшие сроки получать прогнозные значения показателей надёжности выпускаемой техники. Для этого требуется производить квалифицированный качественный и количественный анализ отказов тракторов в эксплуатации и оперативно устранять причины их возникновения. Полученная информация об отказах тракторов в гарантийный период характеризуется тем, что производителей и пользователей, прежде всего, интересуют данные по первичным отказам. Поэтому в этот период эксплуатации тракторов к основным показателям надёжности относятся: вероятность безотказной работы  $R(t)$ , средняя наработка до первого отказа  $T_1$ , интенсивность отказов тракторов и их элементов  $\lambda(t)$  [1]. В гарантийный период не все трактора выходят из строя. В этой связи данные эксплуатационных первичных отказов наблюдаемых тракторов ограниченной выборки  $N$  можно рассматривать как результаты незавершённых испытаний.

Классические методы статистической обработки информации об отказах тракторов в данном случае не применимы, поэтому результаты таких испытаний обрабатываются специальными методами цензурированных выборок. Цензурированием называется событие, приводящее к прекращению наблюдений за изделием до наступления первого отказа. Цензурированной называется выборка, элементами которой являются полные наработки (от начала некоторого этапа его эксплуатации до наработки до первого отказа) и наработки до цензурирования (от начала эксплуатации до фиксированного момента времени, но до наступления первого отказа).

Метод цензурированных выборок позволяет рассчитывать показатели надёжности не только по зарегистрированным первичным отказам, но ещё дополнительно учитывать трактора, не отказавшие за рассматриваемый промежуток времени.

В данной работе рассматривается методология оценки надёжности тракторов с учетом цензурированных данных, позволяющая получить расчетные величины показателей надёжности, более соответствующие практическим результатам.

Альтернативные методы расчета надёжности машины, представляемой как система с зависимыми компонентами и сложной логикой предельных состояний, представлены в монографии [5].

**1. Статистическая обработка цензурированной информации о надёжности по признаку однородности данных выборки отказов.**

Исходной информацией для оценки надёжности по данным эксплуатационных отказов тракторов является таблица отказов по результатам гарантийной эксплуатации тракторов.

Предварительная статистическая обработка данных отказов проводится в следующей последовательности:

- значения наработок до отказа или до цензурирования выстраивают в неубывающий вариационный ряд;
- производится проверка однородности данных отказов;

- время наработок до отказа разбивается на интервалы;
- определяется количество отказов в каждом интервале;
- в границах каждого интервала определяется вероятность отказа.

Проверка однородности данных отказов на совместимость (на уровне значимости  $p$ ) с гипотезой о том, что они извлечены из одной и той же генеральной совокупности, представляет собой исключение из выборочного вариационного ряда наработки до отказа аномальных (минимальных и максимальных) значений, существенно отличающихся от основного массива данных.

Отсев явных исключений для больших выборок, к которым можно отнести распределение отказов тракторов за гарантийный период, рекомендуется осуществлять с использованием распределения Стьюдента в порядке, изложенном в [6, 7].

## 2. Методы оценки фактических показателей надежности тракторов для цензурированной выборки их отказов

Оценка показателей надежности может производиться двумя методами: непараметрическим и параметрическим.

**Непараметрический метод оценки надежности.** *Непараметрический метод* оценки показателей надежности применяют в случаях, когда законы распределения наработки тракторов априори не известны.

Оценка надежности непараметрическим методом может производиться с использованием метода Каплана-Мейера, получившего наибольшее распространение [8-9]. В основе этого метода лежит независимое определение точечной оценки вероятности безотказной работы для каждого интервала эмпирического ряда неубывающих данных наработки до отказа и получение точечной непараметрической оценки вероятности безотказной работы в виде произведения принимаемых независимыми точечных оценок этой функции:

$$\hat{R}(t_i) = \prod_{j=1}^i \frac{n_j - r_j}{n_j}, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (1)$$

где  $n_j$  – число изделий, сохранивших работоспособность после  $i - 1$  интервала;  
 $r_j$  – число отказов на  $j$ -ом интервале;

$$n_j = N - \sum_{k=1}^l s_k - \sum_{j=0}^{i-1} r_j, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (2)$$

$m$  – общее число временных интервалов наработки до отказа;

$N$  – общее количество подотчетных тракторов;

$s_k$  – число цензурированных данных о сохранивших работоспособность изделиях, исключенных из рассмотрения в  $k$ -ом интервале;

$l$  – число цензурирований.

Дисперсия, нижний и верхний доверительные интервалы точечной оценки вероятности безотказной работы находятся по [10].

Точечная оценка функции распределения отказов

$$\hat{F}(t_i) = 1 - \hat{R}(t_i); \quad i = 1, m. \quad (3)$$

Приращение функции распределения отказов на  $i$ -ом интервале

$$\Delta F(t_i) = \hat{F}(t_i) - \hat{F}(t_{i-1}). \quad (4)$$

Для многократного цензурирования время наблюдения ограничено ( $T < \infty$ ), поэтому в этом случае можно определять нижнюю границу средней наработки до отказа [11]

$$T_{нсп} \approx \int_0^T R(t) dt. \quad (5)$$

Так как  $R(t) = 1 - F(t)$ , то из (5) следует

$$T_{нсп} \approx \int_0^T t dF(t) + [1 - F(T)]T . \quad (6)$$

Заменяя интеграл в выражении (6) суммой, а величину  $F(T)$  ее оценкой, находится выражение для оценки средней наработки тракторов до отказа

$$\bar{T}_{нсп} \approx \sum_{i=1}^m t_i \Delta F_i + (1 - F(T))T . \quad (7)$$

Нижняя ( $LCB_{\hat{T}}$ ) и верхняя ( $UCB_{\hat{T}}$ ) границы доверительного интервала точечной оценки средней наработки до отказа определяются в [8].

**Параметрический метод оценки надежности.** При применении *параметрического метода* оценки показателей надежности необходимо по экспериментальным данным определить закон распределения и его параметры.

Проверка соответствия теоретического закона распределения экспериментальным данным осуществляется при помощи критерия согласия.

**Построение интервального ряда и гистограммы распределения.** Строится упорядоченный неубывающий ряд значений наработки до отказа, такой, что

$$t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_n .$$

На основании выборки построим интервальный ряд  $(\Delta_i, n_i)$ ,  $i=1, m$ , где  $n_i$  – число элементов выборки, попадающих в интервал  $\Delta_i = (t_i, t_{i+1})$ ,  $m$  – число интервалов вариационного ряда.

В случае применения логарифмически нормального, распределения Вейбулла или экспоненциального распределения необходимо построить упорядоченный ряд натуральных логарифмов значений наработки до отказа, такой, что

$$y_1 \leq y_2 \leq \dots \leq y_n ,$$

где  $y_i = \ln t_i$ ,  $i=1 \dots n$ .

По полученным данным строится гистограмма распределения.

По виду гистограммы распределения выбирается закон изменения наработки до отказа (экспоненциальный, нормальный, Вейбулла и др.). Функции, используемые для аппроксимации случайной величины, являются унимодальными, т.е. имеют один максимум. Поэтому, если гистограмма распределения имеет явные минимумы, между участками возрастания, то целесообразность применения указанных законов распределения представляется весьма проблематичной. В этом случае для решения вопроса выбора аппроксимирующего закона распределения следует уменьшить число интервалов  $m$ .

Правильность выбранного теоретического закона распределения устанавливается с помощью критерия согласия Пирсона [12].

### 3. Оценка надежности распределением Вейбулла

Определение параметров распределения Вейбулла наработки до отказа и статистическая оценка результатов испытаний производится в соответствии с процедурой, рекомендованной стандартом ИЕС- 61649 [13].

Двухпараметрическое распределение Вейбулла отказов объектов имеет вид:

$$F(x) = 1 - \exp(-\lambda t^\beta) , \quad (8)$$

где  $\lambda$  и  $\beta$  – параметры масштаба и формы распределения.

Для определения параметров распределения  $\lambda$  и  $\beta$  используется принцип максимума функции правдоподобия [10], из которого следует, что эти параметры должны быть выбраны таким образом, чтобы, например для случая однократного цензурирования, достигала максимума функция

$$L_1(\lambda, \beta) = \ln L(\lambda, \beta) = r \ln(\lambda \beta) + (\beta - 1) \ln(t_1 \dots t_i) - \lambda (t_1^\beta + \dots + t_i^\beta + (N - r)T^\beta) .$$

Далее приближенные значения искомых параметров  $\hat{\lambda}, \hat{\beta}$  определяются методом последовательных приближений [8]. Точечная оценка вероятности безотказной работы за время  $t$ :

$$\hat{R}(t) = \exp(-\hat{\lambda} t^{\hat{\beta}}). \quad (7)$$

Средняя наработка до отказа определяется выражением:

$$\hat{T}_{cp} = \hat{\lambda}^{-1/\hat{\beta}_k} \Gamma(1 + 1/\hat{\beta}_k), \quad (8)$$

где  $\Gamma(z)$  – гамма-функция.

Точечная оценка ожидаемого времени наработки до отказа 50% изделий:

$$T_{50}^{\hat{\epsilon}} = \hat{\lambda}^{\epsilon^{1/\hat{\beta}_k}} \left[ \ln\left(\frac{1}{0,5}\right) \right]^{1/\hat{\beta}_k}. \quad (9)$$

#### 4. Оценка надежности экспоненциальным распределением

Вероятность наступления отказов объектов при экспоненциальном распределении имеет вид:

$$F(x) = 1 - \exp(-\lambda t), \quad (10)$$

где  $\lambda$  – интенсивность отказов.

Оценка надежности при аппроксимации экспериментальных данных экспоненциальным распределением осуществляется следующим образом [14].

Определяется точечная оценка интенсивности отказов (при  $r \geq 10$ ):

$$\bar{\lambda} = \frac{r-1}{\left( \sum_{i=1}^m r_i t_i + \sum_{k=1}^l s_k T_k \right)}. \quad (11)$$

Вычисляется точечная оценка средней наработки до отказа (при  $r \geq 10$ )

$$\bar{T}_m = 1/\bar{\lambda}. \quad (12)$$

При отсутствии отказов испытываемых изделий можно определить только нижний предел доверительной вероятности наработки до отказа.

Так как закон распределения наработки до отказа имеет теоретический характер, то полученные данные могут иметь расхождение с фактическими значениями. Поэтому при анализе цензурированных экспериментальных данных с неизвестным законом распределения наработки до отказа рекомендуется первоначально воспользоваться непараметрическим методом, а затем переходить к параметрическому методу.

#### Пример расчёта показателей надёжности трактора

Исходной информацией о надёжности трактора являются данные об их эксплуатационных отказах в течение гарантийного периода.

Согласно рассматриваемым данным количество тракторов на гарантийном обслуживании составляло 3530. Общее количество первичных отказов тракторов, подлежащее статистическому анализу, после проверки на однородность составило 1571. Время первого и второго цензурирований  $T_1 = 1000$  ч и  $T_2 = 2000$  ч, числа цензурированных данных  $s_1 = 171$  и  $s_2 = 1820$ , количество временных интервалов вариационного ряда времени наработки  $m = 12$  интервалов. Нарботка тракторов составила  $T = 2400$  часов.

Результаты статистической обработки данных отказов тракторов приведены в таблице 1. В столбце 1 указан  $i$ -ый номер временного интервала, на которые разбита наработка тракторов  $T$ . В столбце 2 показана наработка тракторов на конец  $i$ -го интервала. Столбец 3 представляет середину каждого временного интервала  $t_i$ . Столбец 4 – число отказов в каждом интервале  $r_i$ . В столбце 5 указаны числа  $s_i$  тракторов (цензурированные данные), исключенных из рассмотрения. Столбец 6 – число тракторов  $n_j$ , сохранивших работоспособность в начале каждого интервала.

1. Расчет показателей надежности тракторов непараметрическим методом.

Вероятность безотказной работы  $\hat{R}_n(t_i)$  в функции наработки до отказа, вычисленная по формуле (1), приведена в столбце 7 таблицы 1. Точечные оценки функции распределения отказов, вычисленные по формуле (3), даны в столбце 8. Приращения функции распределения отказов на каждом интервале показаны в столбце 9. Средняя наработка до отказа  $\hat{T}_{ncp}$ , вычисленная по формуле (7), приведена в столбце 10.

Таблица 1 – Результаты статистической обработки данных эксплуатационных отказов тракторов непараметрическим методом

$i$	$T_i$	$t_i$	$r_i$	$s_i$	$n_j$	$\hat{R}_n(t_i)$	$\hat{F}(t_i)$	$\Delta\hat{F}(t_i)$	$\hat{T}_{ncp}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	200	100	467		3530	0,868	0,132	0,132	1494
2	400	300	257		3063	0,795	0,205	0,073	
3	600	500	188		2806	0,742	0,258	0,053	
4	800	700	142		2618	0,701	0,299	0,041	
5	1000	900	112	171	2476	0,670	0,330	0,031	
6	1200	1100	117		2193	0,634	0,366	0,036	
7	1400	1300	73		2076	0,612	0,388	0,022	
8	1600	1500	72		2003	0,590	0,410	0,022	
9	1800	1700	42		1931	0,577	0,423	0,013	
10	2000	1900	35	1820	1889	0,566	0,434	0,011	
11	2200	2100	21		34	0,216	0,784	0,350	
12	2400	2300	13		13	0	1,0	0,216	

2. Расчет показателей надежности параметрическим методом. Распределение Вейбулла

Приближенные значения параметров распределения Вейбулла, определяемые методом последовательных приближений [8], равны:  $\hat{\lambda} = 0,000623$ ,  $\hat{\beta} = 0,908$ . Расчетное значение средней наработки до отказа, вычисленное по формуле (8), равно:  $\hat{T}_{cp} = 3216$  часов.

Результаты оценки надежности тракторов распределением Вейбулла представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчетные оценки надежности тракторов распределением Вейбулла

Наработка до отказа $T_i$ , ч	Вероятность безотказной работы $R(t_i)$	Вероятность отказа $\hat{F}(t_i)$	$T_{cp}$
200	0,926	0,074	3544,3
400	0,866	0,134	
600	0,812	0,188	
800	0,764	0,236	
1000	0,719	0,281	
1200	0,677	0,323	
1400	0,639	0,361	
1600	0,603	0,397	
1800	0,569	0,431	
2000	0,538	0,462	
2200	0,509	0,491	
2400	0,481	0,519	

3. Расчет показателей надежности параметрическим методом. Экспоненциальное распределение

Определение параметров экспоненциального распределения, аппроксимирующего эмпирическое распределение наработки до отказа тракторов в гарантийный период, осуществляется по формулам (11), (12). Результаты расчета параметров экспоненциального распределения показаны в таблице 3.

В таблице 3 приведены значения точечной оценки параметра интенсивности отказа  $\hat{\lambda}$

Таблица 3 – Результаты обработки данных экспоненциальным распределением

Наработка до отказа $t_i$ , ч	Вероятность безотказной работы $R(t_i)$	$\hat{\lambda}$	$\hat{T}_{cp}$ , ч
200	0,939	0,000312	3203
400	0,883		
600	0,829		
800	0,779		
1000	0,732		
1200	0,688		
1400	0,646		
1600	0,607		
1800	0,570		
2000	0,536		
2200	0,503		
2400	0,473		

**Вывод.** Практика расчетов показывает, что наиболее эффективным являются экспоненциальный (однопараметрический) и Вейбулла (двухпараметрический) методы. Выбор параметрического метода следует осуществлять по виду гистограммы распределения отказов. В случае близкого совпадения результатов по экспоненциальному и Вейбулла методам рекомендуется использовать экспоненциальный, как наиболее простой метод. При выборе метода оценки надежности между параметрическим и непараметрическим методами при отсутствии необходимости экстраполяции предпочтение следует отдавать непараметрическому методу, гарантирующему определение нижней границы показателей надежности.

Список литературы

1. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
2. Надежность и эффективность в технике: Справочник в десяти томах. Т.6. Экспериментальная отработка и испытания. – М.: Машиностроение, 1989.
3. Северцев Н.А. Надежность сложных систем в эксплуатации и обработке / Н.А. Северцев. – М.: Высшая школа, 1989.
4. Скрипник В.М. Оценка надежности технических систем по цензурированным выборкам / В.М. Скрипник, А.Е. Назин. – Минск: Наука и техника, 1981.
5. Альгин, В.Б. Расчет мобильной машины: кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. – Минск: Беларус. навука, 2014. – 271 с.
6. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский. – М.: Высшая школа, 1988. – 239с.
7. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений / Е.И. Пустыльник. – М.: Наука: Из-во физ. мат. лит., 1968. – 288 с.
8. Методические указания Надежность в технике: Методы оценки надежности по экспериментальным данным: РД 50-690-89. – Госкомитет СССР по управлению качеством продукции. М.: Госстандарт, 1990. – 132 с.
9. Надежность в технике: Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность: ГОСТ 27.410-87. М.: Госстандарт, 1988. – 109 с.

10. Надежность в технике: Система сбора и обработки информации: Методы оценки показателей надежности: ГОСТ 27.503-81. М.: Госстандарт, 1982. – 55 с.
11. Скрипник, В.М. Оценка надежности технических систем по цензурированным выборкам / В.М. Скрипник, А.Е. Назин. – Минск: Наука и техника, 1981. – 144 с.
12. Савич, Л.К. Теория вероятностей и математическая статистика / Л. К. Савич, Н. А. Смольская; науч. ред. О. И. Лаврова. – Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2006. – 208 с.
13. ГОСТ Р 50779.27-2007, МЭК 61649–1997 Статистические методы. Критерий согласия и доверительные интервалы для распределения Вейбулла.
14. Equipment reliability testing – Part 4: Statistical procedures for exponential distribution – Point estimates, confidence intervals, prediction intervals and tolerance intervals: International Standard IEC 60605-4. International Electrotechnical Commission.2001. – 65 p.

**Leonid Boyko, Arcady Goman, Volha Baran**

*The State Scientific Institution “Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus”, Belarus*

**Methodology for determining the practical reliability indexes of tractors as per operating data within the warranty period**

You may wish to consider a methodology for predicting the reliability of agricultural tractors according to operational failures during the warranty period. In this case, so far known in the art methods of statistical information processing of tractors' failures are not applicable. Statistical data are processed by special methods of censored samples. Parametric and nonparametric methods of operational data processing are recommended. An example of practical use of the methodology is presented hereinafter.

The method allows the calculation of censored samples parameters of reliability not only for the registered primary failure, but additionally take into account the tractor, which is not denied in the reporting period of time.

Practice calculations shows that the most effective are exponential (one-parameter) and Weibull distribution (two-parameter) methods. Selecting a parametric method should be carried out by the form of the histogram distribution of failures. In the case of a close coincidence results in an exponential and Weibull distribution exponential method is recommended as the most simple method. When choosing a method for assessing the reliability between parametric and nonparametric methods without the need for extrapolation of the preference should be given to non-parametric methods, guarantees a certain lower limit of reliability indices.

**single points of failure, censored sample, failure homogeneity, parametric and nonparametric methods, likelihood function, Pearson correlation criterion, Kaplan-Meier method, Weibull distribution**

Одержано 03.09.14

**УДК 667.64:678.026**

**А.В. Букетов, проф., д-р техн. наук, В.О. Скирденко, асист., О.О.Сапронов, асист.**  
*Херсонська державна морська академія*

## **Застосування методу математичного планування експерименту для встановлення оптимального вмісту двокомпонентного наповнювача у епоксикомпозитах**

Досліджено залежність вмісту дисперсних наповнювачів на фізико-механічних і теплофізичних властивостей епоксидних композитів для формування захисних покриттів. Методом математичного планування експерименту визначено оптимальний вміст дисперсного вугільного шлаку (63...65 мкм) і дрібнодисперсного залізного сурику (10...20 мкм), який складає: (ВШ) – 30 мас.ч; (ЗС) – 20 мас.ч., ЕД-20 – 100 мас.ч., твердник ПЕПА – 10 мас.ч. для формування матеріалу з поліпшеними фізико-механічними властивостями. Визначено оптимальний вміст дисперсного вугільного шлаку – 10 мас.ч і дрібнодисперсного залізного сурику – 40 мас.ч. для формування матеріалу з поліпшеними теплофізичними властивостями. від

**епоксикомпозит, фізико-механічні і теплофізичні властивості, математичне планування**

**А.В. Букетов, проф., д-р техн. наук, В.О. Скирденко, асист., А.А.Сапронов, асист.**

*Херсонская государственная морская академия*

**Применение метода математического планирования эксперимента для установления оптимального содержания двухкомпонентного наполнителя в эпоксикомпозитах**

Исследована зависимость содержания дисперсных наполнителей от физико-механических и теплофизических свойств эпоксидных композитов для формирования защитных покрытий. Методом математического планирования эксперимента определено оптимальное содержание дисперсного угольного шлака (63...65 мкм) и мелкодисперсного железного сурика (10...20 мкм), которое составляет: (УШ) – 30 масс.ч; (ЖС) – 20 масс.ч., ЭД-20 – 100 масс.ч., отвердитель ПЭПА – 10 масс.ч. для формирования материалов с улучшенными физико-механическими свойствами. Определено оптимальное содержание дисперсного угольного шлака – 10 масс.ч и мелкодисперсного железного сурика – 40 масс.ч. для формирования материалов с улучшенными теплофизическими свойствами.

**эпоксикомпозит, физико-механические и теплофизические свойства, математическое планирование**

**Вступ.** Швидкий розвиток промисловості, як в Україні, так і в усьому світі, потребує виготовлення та застосування конструкційних матеріалів з поліпшеними властивостями [1-4]. Важливим завданням сучасного матеріалознавства на сьогодні є створення конструкційних, у тому числі полімерних композитних матеріалів (КМ) з наперед заданими властивостями. Відомо [2, 4], що поліпшення властивостей КМ відбувається за рахунок оптимізації технологічних умов та введення складових за визначеного вмісту при виготовленні необхідних конструкцій. Одним із методів поліпшення властивостей є введення у КМ наповнювачів різної дисперсності та природи. Встановлення оптимального вмісту добавок різної дисперсності у епоксидному зв'язувачі відбувається шляхом використання як теоретичних, так і експериментальних методів [3]. Проте, отримання експериментальних даних є трудомістким процесом, що, як наслідок, супроводжується економічними затратами. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є застосування методу математичного планування експерименту [3, 5]. Даний метод дає змогу не лише нівелювати значні економічні затрати за рахунок зменшення кількості дослідів для отримання достовірних даних, але й дозволить оптимізувати вміст декількох компонентів у матеріалах з підвищеними експлуатаційними характеристиками.

**Мета роботи** – методом математичного планування експерименту встановити оптимальний вміст двокомпонентного наповнювача різної фізичної природи і дисперсності для формування КМ з поліпшеними фізико-механічними властивостями.

**Результати досліджень.** Як основний компонент для зв'язувача при формуванні епоксидних КМ вибрано епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 10587-84). Для зшивання епоксидних композицій використано твердник поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78), що дозволяє затверджувати матеріали при кімнатних температурах. Твердник вводили у епоксидний олігомер при співвідношенні – 1:10. Як наповнювачі використовували дисперсні (63...65 мкм) та дрібнодисперсні (10...20 мкм) порошки. Це, відповідно: вугільний шлак (ВШ) і залізний сурик (ЗС) (складається із суміші мікроелементів і оксиду заліза ( $Fe_2O_3$ ), ГОСТ 8135-74).

Використовуючи активний експеримент, досліджували когезійні властивості КМ з двокомпонентним наповнювачем, що містить різні за природою та дисперсністю частки. Вміст двокомпонентного наповнювача у вигляді основних та додаткових часток вибрано на основі попередніх результатів досліджень когезійних властивостей КМ. У табл. 1 наведено основні діапазони вмісту інгредієнтів, які вводили у епоксидний зв'язувач для поліпшення руйнівних напружень при згинанні КМ.

Таблиця 1 – Рівні змінних в умовному і натуральному масштабах

Компоненти	Фактор	Середній рівень, $q$ , мас.ч.	Крок варіювання, $\Delta q$ , мас.ч.	Значення рівнів змінних (мас.ч.), що відповідають умовним одиницям		
				-1	0	+1
Основний наповнювач – вугільний шлак	$x_1$	20	10	10	20	30
Додатковий наповнювач – залізний сурик	$x_2$	30	10	20	30	40

Відповідно до схеми планування експерименту було проведено 9 дослідів ( $N = 9$ ), кожний з яких повторювали тричі ( $p = 3$ ) з метою виключення системних помилок (табл. 2). Для того, щоб матриця планування була ортогональною [7], вводили коректовані значеннями рівня  $x'$ , які обчислювали за формулою:

$$x'_i = (x_i)^2 - \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2}{N}. \quad (1)$$

Розширена матриця планування повного факторного експерименту (ПФЕ) та його результати наведено у табл. 3.

Таблиця 2 – Схема планування експерименту

№ Дослідів ( $u$ )	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x'_1 = x_1^2 - 0,67$	$x'_2 = x_2^2 - 0,67$	$x_1 x_2$
1	1	-1	-1	0,33	0,33	+1
2	1	+1	-1	0,33	0,33	-1
3	1	-1	+1	0,33	0,33	-1
4	1	+1	+1	0,33	0,33	+1
5	1	0	0	-0,67	-0,67	0
6	1	+1	0	0,33	-0,67	0
7	1	-1	0	0,33	-0,67	0
8	1	0	+1	-0,67	0,33	0
9	1	0	-1	-0,67	0,33	0
$\sum_{u=1}^N x_{iu}^2$	9	6	6	2	2	4

Таблиця 3 – Результати дослідження руйнівних напружень, модуля пружності при згинанні і теплостійкості (за Мартенсом) КМ

№ досліджу	Вміст компонентів, q, мас.ч.		Руйнівні напруження при згинанні, $\sigma_{зз}$ , МПа	Модуль пружності при згинанні, E, ГПа	Теплостійкість (за Мартенсом), T, К
	$x_1$	$x_2$			
1	10	20	71,7	5,0	346
2	30	20	82,2	5,9	350
3	10	40	79,2	5,6	352
4	30	40	73,1	4,8	344
5	20	30	77,5	5,4	347
6	30	30	74,4	5,2	342
7	10	30	69,5	4,9	345
8	20	40	68,8	4,6	340
9	20	20	70,2	5,0	343

Математичну модель  $y = f(x_1, x_2)$  формували у вигляді рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2. \quad (2)$$

Коефіцієнти регресії визначали за формулою:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_i y_i}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2}. \quad (3)$$

Результати абсолютних значень коефіцієнтів рівняння регресії наведено у табл. 4.

Таблиця 4 – Коефіцієнти рівняння регресії для руйнівних напружень при згинанні КМ

$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{12}$
71,90	1,55	-0,50	2,85	0,40	-4,15

У результаті отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 71,90 + 1,55x_1 - 0,50x_2 + 2,85x_1^2 + 0,40x_2^2 - 4,15x_1x_2.$$

Для статистичної обробки отриманих результатів експерименту проведено перевірку відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена:

$$G = \frac{S_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^N S_{ui}^2} \leq G_{(0,05; f_1; f_2)}, \quad (4)$$

де  $S_{ui}^2$  – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на  $i$ -му поєднанні рівнів факторів для  $m = 3$ ;

$m$  – кількість паралельних дослідів;

$S_{u \max}^2$  – найбільша з дисперсій у рядках плану;

Дисперсії адекватності визначали за формулою:

$$S_{ui}^2 = \frac{\sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y}_i)^2}{m-1}, \quad (5)$$

де  $y_{im}$  – значення, отримане з кожного паралельного досліджу;

$\bar{y}_i$  – середнє значення величини  $y$ , отримане при паралельних досліджах.

Дисперсії відтворення визначали за формулами:

$$\sigma^2\{y\} = \frac{\sum_{i=1}^{N=9} \sigma^2\{y\}_i}{N(m-1)}, \quad (6)$$

$$\text{де } \sigma^2\{y\}_i = \sum_{i=1}^{m=3} (y_i - \bar{y}_i)^2;$$

$$\sigma^2\{y_{сер}\} = \frac{a^2\{y\}}{N}, \text{ або } S_{b_0}^2 = \frac{S_0^2}{N}. \quad (7)$$

Значення дисперсій наведено у табл. 5.

Таблиця 5 – Значення дисперсій адекватності ( $S_{ui}^2$ ) і дисперсій відтворення ( $\sigma^2\{y\}_i$ )

№ п/п	Дисперсії адекватності		Дисперсії відтворення	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{u1}^2$	0,21	$\sigma^2\{y\}_1$	0,42
2	$S_{u2}^2$	0,28	$\sigma^2\{y\}_2$	0,56
3	$S_{u3}^2$	0,28	$\sigma^2\{y\}_3$	0,56
4	$S_{u4}^2$	0,39	$\sigma^2\{y\}_4$	0,78
5	$S_{u5}^2$	0,49	$\sigma^2\{y\}_5$	0,98
6	$S_{u6}^2$	0,49	$\sigma^2\{y\}_6$	0,98
7	$S_{u7}^2$	0,09	$\sigma^2\{y\}_7$	0,18
8	$S_{u8}^2$	0,09	$\sigma^2\{y\}_8$	0,18
9	$S_{u9}^2$	0,07	$\sigma^2\{y\}_9$	0,14

При цьому:

$$\sum_{i=1}^N S_{ui}^2 = 2,39, \quad \sigma^2\{y\} = S_0^2 = 0,27.$$

Тоді розрахункове значення критерію Кохрена при 5 %-ному рівні значущості:

$$G_{розр} = \frac{S_{u_{max}}^2}{\sum_{i=1}^N S_{ui}^2}, \quad (8)$$

$$G_{розр} = \frac{0,49}{2,39} = 0,205.$$

Перевірка результатів експерименту за критерієм Кохрена [3] для фіксованої ймовірності  $\alpha = 0,05$  підтвердила відтворюваність дослідів. Дисперсія, що характеризує

розсіювання результатів дослідів на  $i$ -му поєднанні рівнів факторів:  $S_{i\max}^2 = 0,49$ .

Розрахункове значення критерію Кохрена:  $G_{розр} = 0,205$ .

Табличне значення критерію Кохрена:  $G_{табл} = 0,478$ .

Тобто, виконується умова (4):

$$G_{розр} = 0,205 \leq G_{табл} = 0,478.$$

Надалі визначали значущість коефіцієнтів рівняння регресії, аналізуючи результати за планом експерименту (табл. 6).

Таблиця 6 – Експериментальні результати дослідження руйнівних напружень при згинанні матеріалів

№ дослідю	Руйнівні напруження при згинанні, $\sigma_{зз}$ , МПа			Середнє значення, $\sigma_{зз}$ , МПа
	1	2	3	
1	71,2	72,1	71,8	71,7
2	82,8	81,8	82	82,2
3	78,8	79	79,8	79,2
4	73,8	72,9	72,6	73,1
5	76,7	78	77,8	77,5
6	74,4	75,1	73,7	74,4
7	69,8	69,5	69,2	69,5
8	69,1	68,5	68,8	68,8
9	69,9	70,4	70,3	70,2

Дисперсії коефіцієнтів регресії (табл. 7) визначали за формулою:

$$S_{b_i}^2 = \frac{S_0^2}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2}. \quad (9)$$

Значущість коефіцієнтів регресії визначали за критерієм Стьюдента [3, 7]. При цьому визначали табличний ( $t_m$ ) і розрахунковий ( $t_p$ ) критерії Стьюдента (табл. 7).

Залежно від ступенів вільності:  $f = N(n - 1) = 9(3 - 1) = 18$  визначали табличне значення критерію Стьюдента, яке становить  $t_T = 2,04$ .

Надалі визначали розрахункові значення критерію Стьюдента ( $t_p$ ) і значущість коефіцієнтів:  $t_{0p}, t_{1p}, t_{2p}, t_{11p}, t_{22p}, t_{12p} > t_T$ .

Причому:

$$t_{ip} = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}. \quad (10)$$

Таблиця 7 – Дисперсії коефіцієнтів регресії ( $S_b^2$ ) і розрахункові значення критерію Стьюдента ( $t_p$ )

№ п/п	Дисперсії коефіцієнтів регресії		Розрахункові значення критерію Стьюдента	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{b_0}^2$	0,030	$t_{0p}$	412,63
2	$S_{b_1}^2$	0,044	$t_{1p}$	7,37
3	$S_{b_2}^2$	0,044	$t_{2p}$	2,38
4	$S_{b_{11}}^2$	0,133	$t_{11p}$	7,82
5	$S_{b_{22}}^2$	0,133	$t_{22p}$	1,10
6	$S_{b_{12}}^2$	0,066	$t_{12p}$	16,1

Враховуючи те, що розрахункові значення критерію Стюдента  $t_{0p}, t_{1p}, t_{2p}, t_{11p}, t_{12p}$  є більшими від  $t_T$  вважали, що коефіцієнти рівняння регресії є значущими. Значення  $t_{22p}$  є меншим від  $t_T$ , тому коефіцієнт  $b_{22}$  не є значущим. В результаті відкидання незначущих коефіцієнтів отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 71,90 + 1,55x_1 - 0,50x_2 + 2,85x_1^2 - 4,15x_1x_2$$

Адекватність отриманої моделі перевіряли за критерієм Фішера [3, 7]:

$$F_p = \frac{S_{u \max}^2}{S_y^2} \leq F_{(0,05; f_{ad}; f_y)}, \quad (11)$$

де  $S_{u \max}^2 = 0,49$  – розрахункове значення дисперсії адекватності (табл. 5);

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N S_{ui}^2}{N}, \quad (12)$$

$S_y^2 = 0,27$  – дисперсія відтворення;

Тоді  $F_p = 1,85$ .

$F_{(0,05; f_{ad}; f_y)}$  – табличне значення критерію Фішера при 5 %-ному рівні значущості ( $f_1 = N - (k + 1) = 9 - (5 + 1) = 3, f_2 = N(n - 1) = 9 \cdot (3 - 1) = 18$ ). Тоді:  $F_{(t)} = 3,2$  [2, 7].

Розрахункове значення критерію Фішера є меншим від табличного, тобто виконується умова (11). Можна вважати, що рівняння адекватно описує склад композиції.

Отже, на основі проведених розрахунків можна стверджувати, що обидва фактори є важливими, тому що значення коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$  є великими за абсолютною величиною. Однак, на основі результатів експериментальних досліджень (табл. 3) доведено, що максимальними показниками руйнівних напружень при згинанні КМ відзначається епоксидний композит з двокомпонентним дисперсним наповнювачем наступного складу: основний наповнювач – вугільний шлак (30 мас.ч.), додатковий наповнювач – залізний сурік (20 мас.ч.). Такий склад композиції доцільно використовувати для формування захисних покриттів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Аналогічно схемі розрахунків математичного планування експерименту за значеннями руйнівних напружень при згинанні, визначали адекватність композиції за значеннями модуля пружності при згинанні та теплостійкості (за Мартенсом). Рівні змінних в умовному і натуральному масштабах та схема планування експерименту вибрано згідно табл. 1 і табл. 2.

При аналізі результатів дослідження модуля пружності при згинанні композитів отримали наступні значення коефіцієнтів регресії (табл. 8).

Таблиця 8 – Коефіцієнти рівняння регресії для модуля пружності при згинанні КМ

$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{12}$
5,01	0,07	-0,15	0,23	-0,02	-0,43

У результаті отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 5,01 + 0,07x_1 - 0,15x_2 + 0,23x_1^2 - 0,02x_2^2 - 0,43x_1x_2$$

Для статистичної обробки отриманих результатів експерименту проведено перевірку відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена [3].

Значення дисперсій, які визначали за формулами (5-7), наведено у табл. 9.

Таблиця 9 – Значення дисперсії адекватності ( $S_u^2$ ) і дисперсії відтворення ( $\sigma^2(y)$ )

№ п/п	Дисперсії адекватності		Дисперсії відтворення	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{u1}^2$	0,04	$\sigma^2\{y\}_1$	0,08
2	$S_{u2}^2$	0,04	$\sigma^2\{y\}_2$	0,08
3	$S_{u3}^2$	0,03	$\sigma^2\{y\}_3$	0,06
4	$S_{u4}^2$	0,01	$\sigma^2\{y\}_4$	0,02
5	$S_{u5}^2$	0,01	$\sigma^2\{y\}_5$	0,02
6	$S_{u6}^2$	0,04	$\sigma^2\{y\}_6$	0,08
7	$S_{u7}^2$	0,03	$\sigma^2\{y\}_7$	0,06
8	$S_{u8}^2$	0,04	$\sigma^2\{y\}_8$	0,08
9	$S_{u9}^2$	0,03	$\sigma^2\{y\}_9$	0,06

При цьому:

$$\sum_{i=1}^N S_{ui}^2 = 0,27. \quad \sigma^2\{y\} = S_0^2 = 0,03.$$

Тоді розрахункове значення критерію Кохрена при 5%-ному рівні значущості визначали за формулою (8):

$$G_p = \frac{0,04}{0,27} = 0,148.$$

Перевірка результатів експерименту за критерієм Кохрена [7] для фіксованої ймовірності  $\alpha = 0,05$  підтвердила відтворюваність дослідів. Дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на  $i$ -му поєднанні рівнів факторів:  $S_{u\max}^2 = 0,04$ . Розрахункове значення критерію Кохрена:  $G_{розр} = 0,148$ .

Табличне значення критерію Кохрена:  $G_{табл} = 0,478$ .

Тобто, виконується умова:

$$G_{розр} = 0,148 \leq G_{табл} = 0,478.$$

На наступному етапі визначали значущість коефіцієнтів рівняння регресії, аналізуючи результати за планом експерименту (табл. 10).

Таблиця 10 – Експериментальні результати дослідження модуля пружності при згинанні КМ

№ дослід	Модуль пружності при згинанні, $E$ , ГПа			Середнє значення, $E$ , ГПа
	1	2	3	
1	4,8	5	5,2	5,0
2	6,1	5,7	5,9	5,9
3	5,5	5,8	5,5	5,6
4	4,8	4,9	4,7	4,8
5	5,4	5,5	5,3	5,4
6	5,2	5,0	5,4	5,2
7	4,7	5,0	5,0	4,9
8	4,8	4,4	4,6	4,6
9	5,2	4,9	4,9	5,0

Надалі визначали дисперсії коефіцієнтів регресії (табл. 11) за формулами (9-10). Значущість коефіцієнтів регресії визначали за критерієм Стьюдента, табличне значення якого становить  $t_T = 2,04$  [3, 7]. Розрахункові значення критерію Стьюдента наведено у табл. 11.

Таблиця 11 – Дисперсії коефіцієнтів регресії ( $S_b^2$ ) і розрахункові значення критерію Стьюдента ( $t_p$ )

№ п/п	Дисперсії коефіцієнтів регресії		Розрахункові значення критерію Стьюдента	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{b_0}^2$	0,003	$t_{0p}$	85,43
2	$S_{b_1}^2$	0,005	$t_{1p}$	0,94
3	$S_{b_2}^2$	0,005	$t_{2p}$	2,12
4	$S_{b_{11}}^2$	0,015	$t_{11p}$	1,91
5	$S_{b_{22}}^2$	0,015	$t_{22p}$	0,14
6	$S_{b_{12}}^2$	0,008	$t_{12p}$	4,9

Враховуючи значущість коефіцієнтів, рівняння регресії матиме наступний вигляд:  

$$y = 5,01 - 0,15x_2 - 0,43x_1x_2$$

Адекватність отриманої моделі перевіряли за критерієм Фішера [3, 7].

Розрахункове значення дисперсії адекватності:  $S_{u_{max}}^2 = 0,04$  (табл. 9).

Дисперсія відтворення:  $S_y^2 = 0,03$ .

Тоді  $F = 1,33$ .

$F_{(0,05; f_E; f_u)}$  – табличне значення критерію Фішера при 5%-ному рівні значущості ( $F_{(t)} = 2,8$ ).

Слід зазначити, що оскільки розрахункове значення критерію Фішера є меншим від табличного, тобто виконується умова (11), можна вважати, що рівняння адекватно описує склад композиції.

На основі експериментальних досліджень доведено, що обидва фактори є значущими. Однак, важливим при формуванні композитів є вміст додаткового наповнювача  $x_2$  та співвідношення вмісту обох добавок  $x_1x_2$ . При цьому встановлено (табл. 3), що максимальними показниками модуля пружності при згинанні має епоксидний композит з двокомпонентним дисперсним наповнювачем наступного складу: основний наповнювач – вугільний шлак (30 мас.ч.), додатковий наповнювач – залізний сурик (20 мас.ч.). Такий склад композиції доцільно використовувати для формування захисних покриттів з поліпшеними фізико-механічними властивостями.

При аналізі результатів дослідження теплостійкості (за Мартенсом) композитів отримали наступні значення коефіцієнтів регресії (табл. 12).

Таблиця 12 – Коефіцієнти рівняння регресії для теплостійкості КМ

$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_{11}$	$b_{22}$	$b_{12}$
342,56	-1,17	-0,50	3,17	1,17	-3,00

У результаті отримали наступне рівняння регресії:

$$y = 342,56 - 1,17x_1 - 0,50x_2 + 3,17x_1^2 + 1,17x_2^2 - 3,0x_1x_2$$

Для статистичної обробки отриманих результатів експерименту проведено перевірку відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена [3].

Значення дисперсій, які визначали за формулами (5-7), наведено у табл. 13.

Таблиця 13 – Значення дисперсії адекватності ( $S_u^2$ ) і дисперсії відтворення ( $\sigma^2(y)$ )

№ п/п	Дисперсії адекватності		Дисперсії відтворення	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{u1}^2$	1	$\sigma^2\{y\}_1$	2
2	$S_{u2}^2$	1	$\sigma^2\{y\}_2$	2
3	$S_{u3}^2$	3	$\sigma^2\{y\}_3$	6
4	$S_{u4}^2$	1	$\sigma^2\{y\}_4$	2
5	$S_{u5}^2$	3	$\sigma^2\{y\}_5$	6
6	$S_{u6}^2$	3	$\sigma^2\{y\}_6$	6
7	$S_{u7}^2$	1	$\sigma^2\{y\}_7$	2
8	$S_{u8}^2$	3	$\sigma^2\{y\}_8$	6
9	$S_{u9}^2$	1	$\sigma^2\{y\}_9$	2

При цьому:

$$\sum_{i=1}^N S_{ui}^2 = 17.$$

$$\sigma^2\{y\} = S_0^2 = 1,89.$$

Розрахункове значення критерію Кохрена при 5%-ному рівні значущості визначали за формулою (8):

$$G_{розр} = \frac{3}{17} = 0,176.$$

Перевірка результатів експерименту за критерієм Кохрена [7] для фіксованої ймовірності  $\alpha = 0,05$  підтвердила відтворюваність дослідів. Дисперсія, що характеризує розсіювання результатів дослідів на  $i$ -му поєднанні рівнів факторів:  $S_{u\max}^2 = 3$ . Розрахункове значення критерію Кохрена:  $G_{розр} = 0,176$ . Табличне значення критерію Кохрена:  $G_{табл} = 0,478$ .

Тобто, виконується умова:

$$G_{розр} = 0,176 \leq G_{табл} = 0,478.$$

На наступному етапі визначали значущість коефіцієнтів рівняння регресії, аналізуючи результати за планом експерименту (табл. 14).

Таблиця 14 – Експериментальні результати дослідження теплостійкості КМ

№ досліджу	Теплостійкість КМ, T, К			Середнє значення, T, К
	1	2	3	
1	347	346	345	346
2	350	349	351	350
3	350	353	353	352
4	343	345	344	344
5	345	348	348	347
6	340	343	343	342
7	345	344	346	345
8	341	341	338	340
9	344	343	342	343

Надалі визначали дисперсії коефіцієнтів регресії (табл. 15) за формулами (9 - 10). Значущість коефіцієнтів регресії визначали за критерієм Стюдента, табличне значення якого становить  $t_m = 2,04$  [3, 7]. Розрахункові значення критерію Стюдента наведено у табл. 15.

Враховуючи значущість коефіцієнтів, рівняння регресії матиме наступний вигляд:

$$y = 342,56 - 1,17x_1 + 3,17x_1^2 - 3,0x_1x_2.$$

Адекватність отриманої моделі перевіряли за критерієм Фішера [3, 7].

Розрахункове значення дисперсії адекватності:  $S_{u\max}^2 = 3$  (табл. 13).

Дисперсія відтворення:  $S_y^2 = 1,89$ .

Тоді  $F_p = 1,59$ .

$F_{(0,05; f_T; f_u)}$  – табличне значення критерію Фішера при 5%-ному рівні значущості ( $F_{(t)} = 2,9$ ).

Таблиця 15 – Дисперсії коефіцієнтів регресії ( $S_b^2$ ) і розрахункові значення критерію Стюдента ( $t_p$ )

№ п/п	Дисперсії коефіцієнтів регресії		Розрахункові значення критерію Стюдента	
	Умовне позначення	Значення	Умовне позначення	Значення
1	$S_{b_0}^2$	0,21	$t_{0p}$	744,76
2	$S_{b_1}^2$	0,315	$t_{1p}$	2,08
3	$S_{b_2}^2$	0,315	$t_{2p}$	0,89
4	$S_{b_{11}}^2$	0,944	$t_{11p}$	3,26
5	$S_{b_{22}}^2$	0,944	$t_{22p}$	1,20
6	$S_{b_{12}}^2$	0,472	$t_{12p}$	4,4

Слід зазначити, що розрахункове значення критерію Фішера є меншим від табличного, тобто виконується умова (11). Можна вважати, що рівняння адекватно описує склад композиції.

На основі експериментальних досліджень встановлено, що обидва фактори є значущими. Однак, на основі результатів експериментальних досліджень (табл. 3)

доведено, що максимальними показниками теплостійкості (за Мартенсом) характеризується композит наступного складу: основний наповнювач – вугільний шлак (10 мас.ч.), додатковий наповнювач – залізний сурик (40 мас.ч.). Такий склад композиції доцільно використовувати для формування захисних покриттів з поліпшеними теплофізичними властивостями.

**Висновки.** Методом ортогонального центрального композиційного планування експерименту визначено оптимальний вміст двокомпонентного дисперсного наповнювача у епоксидному композиті з поліпшеними когезійними властивостями. Встановлено, що для формування матеріалу з поліпшеними фізико-механічними властивостями необхідно формувати матеріал наступного складу: епоксидіановий олігомер ЕД-20 (100 мас. ч), твердник поліетиленполіамін (10 мас. ч.), основний наповнювач – вугільний шлак (30 мас.ч.), додатковий наповнювач – залізний сурик (20 мас.ч.). Такий склад композиції доцільно використовувати для формування захисних покриттів з поліпшеними фізико-механічними властивостями.

Доведено, що покращені теплофізичні властивості має матеріал на основі епоксидіанового олігомеру ЕД-20 (100 мас. ч), твердника поліетиленполіаміну (10 мас. ч.), основного наповнювача – вугільний шлаку (10 мас.ч.), додаткового наповнювача – залізного сурику (40 мас.ч.).

У подальшому планується дослідити зносостійкість та корозійну стійкість розроблених матеріалів.

## Список літератури

1. P.O. Maruschak, I.V. Konovalenko, V. Gliha, et al., “Physical regularities in cracking of nanocoating and the method for automated determination of crack network parameters” in: Book of Abstracts of the 19th Conf. on Materials and Technology (November 22-23, 2011, Slovenia, Portoroz) (2011), p. 52.
2. Крутов В.И. Основы научных исследований: Учебник для технических вузов / Крутов В.И., Грушко И.М., Попов В.В. и др.; Под ред. Крутова В.И., Попова В.В. – М.: Высшая школа, 1989. – 400 с.
3. Зазимко В. Г. Оптимизация свойств строительных материалов: Учебное пособие для вузов / Зазимко В. Г. – М.: Транспорт, 1981. – 103 с.
4. Тхір І.Г., Гуменецький Т.В. Фізико-хімія полімерів: Навч. посібник. – Львів: вид. нац. універ. «Львівська політехніка», 2005. – 240 с.
5. Стухляк П.Д., Букетов А.В., Редько О.І. Епоксидно-діанові композити: технологія формування, фізико-механічні і теплофізичні властивості: монографія. – Тернопіль: Крок, 2011. – 165 с.
6. Букетов А.В. Визначення оптимального вмісту двокомпонентного наповнювача методом математичного планування експерименту / А.В. Букетов, М.В. Браїло, В.Л. Алексенко, В.М. Овдій // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ.–Випуск 44.–2014. – С. 18-27.
7. Планирование эксперимента и применение вычислительной техники в процессе синтеза резины: сб. статей / под ред. В.Ф. Евстратова, А.Г. Шварца. – М.: Химия, 1970. – 352 с
8. Сапронов О.О. Оптимізація складу захисного покриття методом математичного планування експерименту / О.О. Сапронов // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ. – 2013. – № 43. – Ч. II. – С. 260-267.

**Buketov Andriy, Skyrdenko Vadim, Sapronov Alexander**

*Kherson State Maritime Academy, Kherson*

**Application of mathematical planning of the experiment for the optimal two-component filler content in epoxycomposites**

Method of mathematical planning of the experiment to establish the optimal two-component filler content of different physical nature and dispersion to form a Cabinet with improved physical and mechanical properties.

The dependence of the content of dispersed fillers on physical, mechanical and thermal properties of epoxy composites to form a protective coating. The method of mathematical planning of the experiment determined the optimal content of dispersed coal slag (63...65 mcm) and fine iron ochre (10...20 mcm), which is: (OR) – 30 parts; (AP) – 20 parts, ED-20 – 100 parts, hardener PEPA – 10 parts – to form a material with improved physical and mechanical properties. The optimum content of particulate coal slag – 10 parts and fine iron ochre – 40 parts – to form a material with improved thermal properties.

Based on the results of physical and mechanical studies and results of mathematical experiment planning content optimized two-component particulate filler in epoxy composites with improved cohesive properties: tensile stress in bending –  $\sigma_{3\sigma} = 82,2$  МПа, modulus of elasticity –  $E = 5,9$  GPa and temperature resistance (Martens) –  $T = 352$  К.

**epoxycomposites, physical, mechanical and thermal properties, mathematics planning**

Одержано 22.07.14

**УДК 631. 355. 075**

**В.А. Грубань, асист.**

*Миколаївський національний аграрний університет*

## **Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів очисних робочих органів кукурудзозбиральних машин**

У даній роботі представлено теоретичні дослідження, які змістовно описують поведінку качанів під час їх контакту з притискними пристроями та надають можливість більш ретельніше вивчити таку складну технологічну операцію, як очищення качанів кукурудзи від обгортки. Отримано математичні залежності, що дозволяють визначити найбільш оптимальні режими роботи качаноочисного пристрою та основні кінематичні параметри притискних робочих органів, а саме гумових лопатей.

**кукурудза, качаноочисний пристрій, очисні вальці, притискний пристрій, обгортка качанів**

**В.А. Грубань, асист.**

*Николаевский национальный аграрный университет*

**Обоснование конструктивно-технологических параметров очистительных рабочих органов кукурузоуборочных машин**

В данной работе представлены теоретические исследования, которые содержательно описывают поведение початков во время их контакта с прижимными устройствами и предоставляют возможность более тщательно изучить такую сложную технологическую операцию, как очистка початков кукурузы от обертки. Получены математические зависимости, которые позволяют определить наиболее оптимальные режимы работы початкоочистительного устройства и основные кинематические параметры прижимных рабочих органов, а именно резиновых лопастей.

**ключевые слова: кукуруза, початкоочистительное устройство, очистительные вальцы, прижимное устройство, обертка початков**

**Постановка проблеми.** Існуючі на сьогоднішній день елементи теорії кукурудзозбиральних машин методологічно спираються на теорію продуктивності робочих машин, розроблену для інших галузей машинобудування [4, 5], теорію експлуатації машино-тракторного парку та вивчення їх роботи в віртуальних умовах експлуатації. Проектування машин для аграрного виробництва вимагає на сучасному етапі моделювання процесів з подальшою розробкою необхідної теорії, яка нерозривно пов'язує процеси проектування з реальними умовами експлуатації. Останні дозволяють тільки виявити непродуктивні витрати робочого часу, намітити шляхи його скорочення і отримати необхідні дані для прогнозування напрямів подальшого вдосконалення машин при проектуванні.

© В.А. Грубань, 2014

**Аналіз останніх досліджень.** Для вивчення придатності нових сортів кукурудзи до механізованого збирання необхідно враховувати фізико-механічні властивості рослини. На сьогоднішній день, окрім появи нових сортів кукурудзи, застосовуються нові конструкційні матеріали основних робочих органів кукурудоззбиральних машин, та і самі робочі органи постійно удосконалюються. Певні об'єми досліджень по експериментальному та теоретичному вивченню в цьому напрямку проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторським бюро Херсонського комбайнового заводу. Дослідженням фізико-механічних характеристик рослин кукурудзи присвячений ряд робіт Буянова О.І., Бурмістрова М.Ф., Бондарьова В.Т., Резніка М.Е та інших [1, 3]. Але в літературних джерелах зовсім немає відображення вивчення основних характеристик та розмірно-масових параметрів нових сортів і гібридів кукурудзи.

Методик теоретичного розрахунку очисних пристроїв кукурудзо-збиральних машин, а саме визначення розмірів, форми основних робочих елементів і режимів роботи залежно від заданої продуктивності та якості очищення качанів до теперішнього часу обмаль. Теоретичні та експериментальні дослідження, проведені в цієї області різними авторами, нерідко дають дуже суперечливі рекомендації. Це пояснюється великою відмінністю фізико-механічних властивостей качанів і обгорток залежно від сорту кукурудзи, метеорологічних умов в період вегетації та збирання. Різноманіття специфічних умов технологічного процесу очищення залежно від властивостей продукту та різних конструкцій качаноочисних пристроїв експериментально також недостатньо вивчено. Через відсутність теорії розрахунку качаноочисних пристроїв у кожному окремому випадку їх розрахунок ведеться на підставі експериментальних досліджень прийнятого прототипу або макетного зразка нового типу.

**Метою даної статті** є моделювання процесу очистки качанів та визначення перспективних напрямків розвитку очисних апаратів, адаптованих до сучасного стану механізованих робіт.

**Викладення основного матеріалу.** Ступінь очищення качанів від обгорток качаноочисними пристроями залежить від багатьох чинників, зокрема, від довжини та кількості пар очисних вальців, кута нахилу їх до горизонту та частоти обертання, активності робочих поверхонь вальців і їх діаметру, взаємного розташування вальців в апараті, рівномірності завантаження очисних вальців ворохом качанів, а також загального стану самого вороху. Великий вплив на якість технологічного процесу очистки робить вологість качанів і обгорток, засміченість листостебловими домішками, наявність в воросі вже очищених (в процесі відокремлення качанів) і, головним чином, розпушуваність обгорток на качанах. Сучасні качаноочисні пристрої в найкращому разі при певних умовах здатні забезпечувати ступінь очищення від обгорток на рівні 80-82%. Проте при цьому подача на кожен пару очисних вальців не повинна перевищувати певних значень.

Для отримання високого ступеню очищення качанів кукурудзи та забезпечення високої продуктивності під час проектування необхідно обрати найбільш довершену конструкцію очисного апарату, а також притискного пристрою, яка буде найефективніше використовуватись.

Профіль і матеріал робочої поверхні вальців визначають їх активність, тобто здатність розпушувати, захоплювати та відокремлювати обгортки з качанів. Із збільшенням активності вальців ступінь очищення качанів зростає, проте зростає і ступінь травмування качанів. Очисні вальці, які виготовлені з матеріалів з вищим коефіцієнтом тертя між качанами та вальцями, забезпечують вищу ступінь очищення, але сприяють травмуванню та вишелушуванню зерна.

В сучасних очисних пристроях в основному застосовується поєднання чавунного та гумового вальців. При такому поєднанні, внаслідок виникнення різних коефіцієнтів

тертя качана по різних поверхнях вальців, качан під час руху вздовж каналу набуває обертального руху навколо своєї вісі, що в свою чергу покращує умови захоплення обгортки з усіх боків качана. Для підвищення ступеню очищення качанів, особливо з щільно-прилеглою обгорткою, на очисних вальцях встановлюються спеціальні активізуючі зуби, які виступають над зовнішньою поверхнею вальця приблизно на 1-2 мм. При перевищенні цієї межі збільшується пошкодження качанів, а при зменшенні навпаки знижується ступінь очищення. Для того, щоб процес очищення качанів був рівномірним, та давав найкращу якість необхідною і достатньою умовою буде те, щоб качани кукурудзи подавались рівномірним шаром.

Залежності для уточнення умов захвату обгортки вальцями та визначення необхідного діаметра вальців приведені далі. Схема очисного пристрою кукурудзозбиральних машин із захопленням обгортки наведена на рис. 1.

З боку вальців на качан діють нормальні сили реакції  $N_1$  і  $N_2$  і сили тертя  $F_1$  і  $F_2$ , які дорівнюють:

$$F_1 = fN_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя качана по вальцям;

$\varphi$  – кут тертя качана по вальцю.

Вагу качана не враховуємо, тоді  $N_1 = N_2$ , а коефіцієнт тертя буде свій для кожного вальця. Рівнодійна сил  $N_1$  і  $F_1$  буде  $R_1$ , а рівнодійна сил  $N_2$  і  $F_2$  буде  $R_2$ . Ці сили відхилені від радіусів  $O_1A_1$  і  $O_2A_2$  на кут  $\varphi$  (де  $A_1$  і  $A_2$  – точки стикання вальців з обгорткою). Виходячи з результатів раніше виконаних досліджень, надійний захват обгортки вальцями матиме місце з наступної умови:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &< \varphi; \\ \alpha_2 &< \varphi, \end{aligned} \tag{1}$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – кути  $A_1O_1B_1$  і  $A_2O_2B_2$  (де  $B_1$  і  $B_2$  – точки вальців, між якими утворюється щілина для проходження обгортки та дрібних решток рослинної маси).

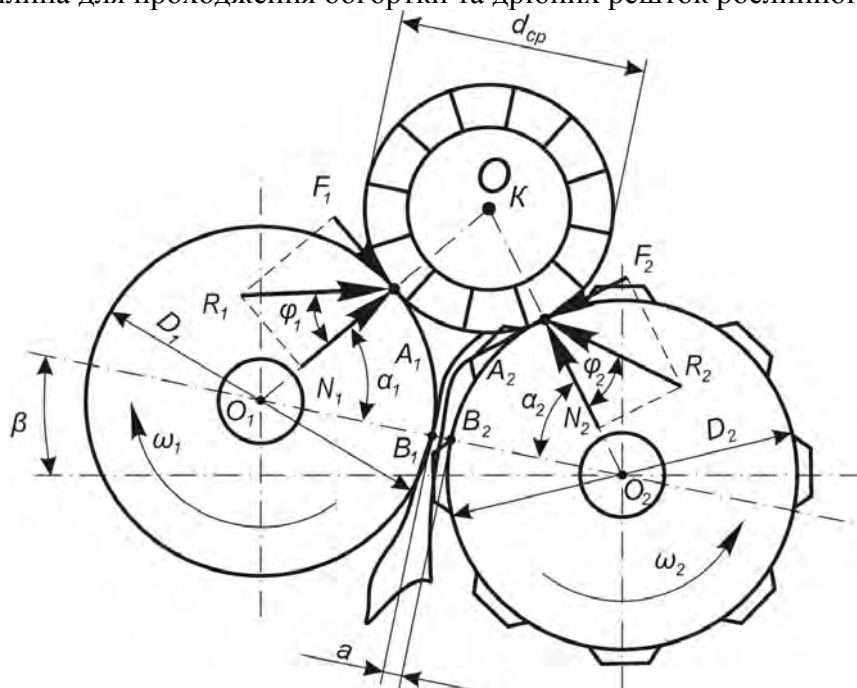


Рисунок 1 – Схема очисного пристрою

Позначивши точку, яка розташована посередині відстані  $B_1B_2$ , літерою  $E$ , розглянемо трикутники  $O_1OE$  і  $O_2OE$  і встановимо, що

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \frac{0,5(D_B + a)}{0,5(D_B + d_{cp})}, \quad (2)$$

де  $D_B$  – діаметр вальця,

$a$  – ширина щілини  $B_1B_1'$ ,

$d_{cp}$  – середній діаметр качана.

Оскільки  $\cos \alpha_1 > \cos \varphi$  і  $\cos \alpha_1' > \cos \varphi$ , враховуючи наведену вище рівність, вважаємо, що при захваті обгортки очисним пристроєм повинна враховуватись нерівність:

$$\frac{D_B + a}{D_B + d_c} > \cos \varphi. \quad (3)$$

Звідси

$$D_B > \frac{d_{cp} \cos \varphi - a}{1 - \cos \varphi}. \quad (4)$$

Таким повинен бути діаметр кожного вальця для надійного захвату стебла. Як бачимо діаметр вальців повинен бути тим більший, чим більший діаметр качана і менший кут тертя та розмір щілини для проходження обгортки та рослинних решток.

$$a = \xi d_{cp}, \quad (5)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт, рівний 0,3 - 0,4.

З урахуванням (5) нерівність (4) можна представити у вигляді:

$$D_B > d_{cp} \frac{\cos \varphi - \xi}{1 - \cos \varphi}. \quad (6)$$

Зробивши розрахунки, визначимо, що діаметр вальця повинен бути не менше 60 мм. Але при проектуванні нових качаноочисних пристроїв необхідно враховувати розмірно-масові характеристики основних складових рослини кукурудзи, особливо середній діаметр качанів.

Розрахунок нових качаноочисних апаратів зводиться до визначення кількості пар очисних вальців для здійснення заданої продуктивності та заданої якості виконання процесу очищення. Продуктивність очисного апарату визначається з урахуванням пропускної спроможності пари очисних вальців прийнятої конструкції у поєднанні з прийнятою конструкцією притискного пристрою. З урахуванням того, що качани в каналі очисного апарату повинні рухатися в один шар своїми поздовжніми вісями вздовж каналу, пропускна спроможність однієї пари очисних вальців  $q_{nco}$  визначиться залежністю:

$$q_{nco} = g_n v_n / (l_n + \Delta l_n), \quad (7)$$

де  $g_n$  – середня маса очищеного качана, кг;

$l_n$  – середня довжина качана, м;

$\Delta l_n$  – практично неминучий середній інтервал між качанами в каналі очисного апарату;

$v_n$  – швидкість переміщення качанів по каналах, м/с.

Згідно рис. 1 качан кукурудзи притискається до очисних вальців своєю вагою та силою від притискної лопати. В результаті дії цих сил між качаном та вальцями з'являються сили контакту  $N_1$ ,  $N_2$ . Для їх визначення вводимо систему координат  $xu$ , в якій ось  $ou$  напрямлена на зустріч силі  $p = p_0 + p_1$ , де  $p_0 = mg$ . Для визначення сил

контакту  $N_1, N_2$  запишемо рівняння суми проекцій всіх сил на осі  $ox$  та  $oy$ .

Отримаємо:

$$N_1 \cdot \cos \alpha_{22} - N_2 \cdot \cos \alpha_{22} = 0, \quad \Sigma x_i = 0; \quad (8)$$

$$N_1 \cdot \sin \alpha_{11} + N_2 \cdot \sin \alpha_{22} = p, \quad \Sigma y_i = 0, \quad (9)$$

$$\text{де} \quad \left. \begin{aligned} \alpha_{11} &= \alpha_1 - \beta \\ \alpha_{22} &= \alpha_2 + \beta \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

З (10) випливає, що

$$\alpha_{22} + \alpha_{22} = \alpha_1 + \alpha_2, \quad (11)$$

з  $\Delta OO_1O_2$  маємо

$$\cos \alpha_1 = \frac{r_1}{r_0 + r_1}; \quad \cos \alpha_2 = \frac{r_2}{r_0 + r_1}, \quad (12)$$

де  $r_0$  – радіус качана;

$r_1$  – радіус гумового вальця;

$r_2$  – радіус чавунного вальця.

З (12) маємо:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{r_1}{r_0 + r_1}; \quad (13)$$

$$\alpha_2 = \arccos \frac{r_2}{r_0 + r_2}; \quad (14)$$

З рішення системи рівнянь(8), (9) знайдемо значення сил  $N_1, N_2$ :

$$N_1 = p \frac{\cos \alpha_{22}}{\sin(\alpha_{21} + \alpha_{22})}; \quad (15)$$

$$N_2 = p \frac{\cos \alpha_{11}}{\sin(\alpha_{11} \alpha_{22})}. \quad (16)$$

Вирази (15), (16) з урахуванням(10), (11):

$$N_1 = p \frac{\cos(\alpha_2 + \beta)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}; \quad (17)$$

$$N_2 = p \frac{\cos(\alpha_1 - \beta)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (18)$$

Вирази (17), (18) разом дозволяє знайти сили контакту  $N_1, N_2$ . Визначаємо сили тертя між валиками и качаном:

$$F_1 = N_1 \cdot f_1, \quad (19)$$

$$F_2 = N_2 \cdot f_2, \quad (20)$$

де  $f_1, f_2$  - коефіцієнти тертя ковзання вальців по обгортці качана.

В свою чергу сили  $F_1, F_2$  будуть прагнути розірвати обгортку качана. Крім того, так як  $N_1 \neq N_2, f_1 \neq f_2$  то в силу нерівності  $F_1 \neq F_2$  відбудеться обертання качана на вальцях. Якщо  $F_1 > F_2$ , то обертання буде відбуватися за годинниковою стрілкою, у випадку  $F_2 < F_1$ , обертання буде проти годинникової стрілки.

На рис. 2 а), б), в) наведена кінематика взаємодії притискного пристрою з гумовими лопатями 2 і качана 1. Розглянемо три найбільш характерних взаємних положення одиничної лопаті та качана: рис. 1а відповідає початковому моменту контакту, рис. 1б відображає момент вигину лопаті до положення *тах* вигину та рис. 1в

відображає момент вигину лопаті після проходження положення *max* вигину. Розглянемо математичну модель взаємодії лопаті в момент *max* деформації. Гумову лопать будемо вважати плоским пружним стрижнем с консольним закріпленням в т. А (рис. 3). Аналіз роботи лопаті як пружної балки – консолі показує, що вона піддається великій деформації прогину.

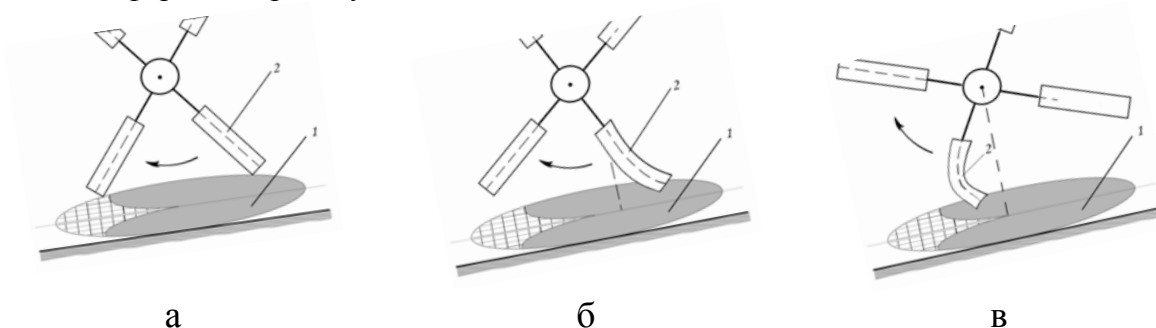
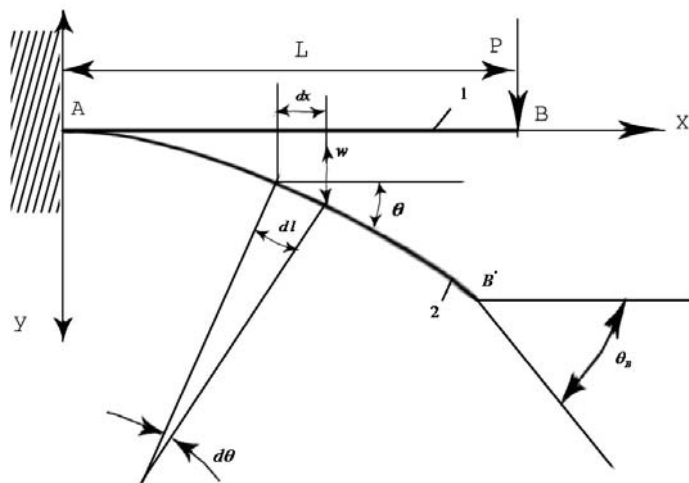


Рисунок 2 – Кінематика взаємодії притискного пристрою

Для математичного опису слід скористатися теорією вигину балки з великим прогином [1]. Вважаємо, що на консоль діє сила  $P_1$ , яка прикладена до вільного кінця консолі. Згідно [1] рівняння деформації балки має вигляд:

$$EI \frac{d\theta}{dl} = -M, \quad (21)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу;  
 $I$  – момент інерції площі перерізу;  
 $\theta$  – кут вигину (кут повороту лінії прогинів);  
 $dl$  – елемент кривої вигину балки;  
 $M$  – вигинаючий момент.



1 – вихідне положення; 2 – положення прогину

Рисунок 3 – Схема великого прогину консолі

Момент інерції балки:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad (22)$$

де  $b$  – ширина лопаті;

$h$  – товщина лопаті.

Діюча довжина балки  $l$  лежить в межах  $0 \leq l \leq L$ , де  $L$  – довжина лопаті.

Величина кривизни балки  $\frac{d\theta}{dl}$  пов'язана з вигином  $w(x)$  відомою формулою:

$$\frac{d\theta}{dl} = \frac{\frac{d^2 w}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}, \quad (23)$$

Таким чином, для визначення параметрів вигину балки маємо краєву задачу (21), (23). Інтегруючи рівняння з урахуванням граничних умов отримаємо:

$$l = \sqrt{\frac{EI}{2p}} \int_{\theta}^{\pi/2} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta_B - \cos \theta}}, \quad (24)$$

де  $\theta_B$  – кут вигину на вільному кінці балки при  $l = L$ .

Виконаємо деякі чисельні дослідження. На рис. 4 наведені результати розрахунку, а на рис. 5 кожен вплив  $\theta_B$  на параметри вигину балки.

Задаючись відношенням  $H/L$  по кривій  $H/L(\theta_B)$  і визначаючи величину кута  $\theta_B$ , знайдемо силу контакту  $p_1$ .

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2L^2}\right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}}\right)^2; \quad (25)$$

чи

$$p_1 = \left(\frac{IE}{2H^2}\right) \left(\int_0^{\theta_B} \frac{\cos \theta d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}}\right). \quad (26)$$

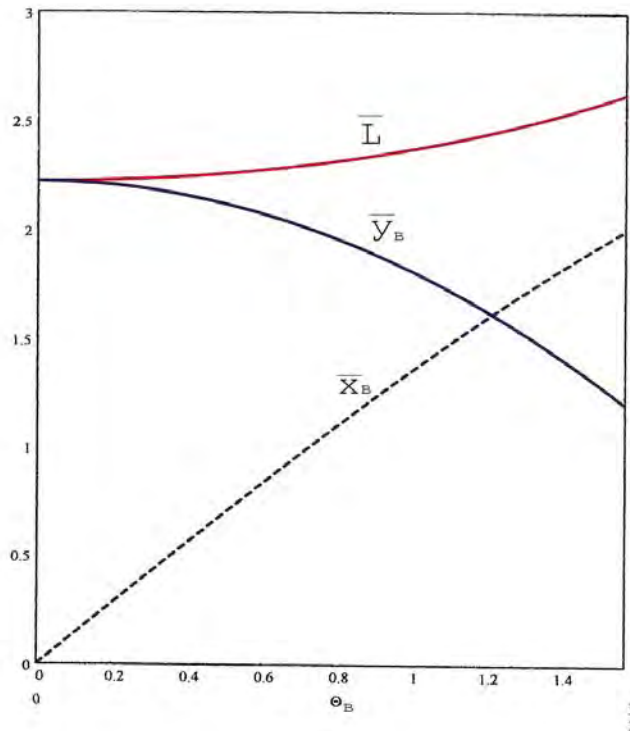
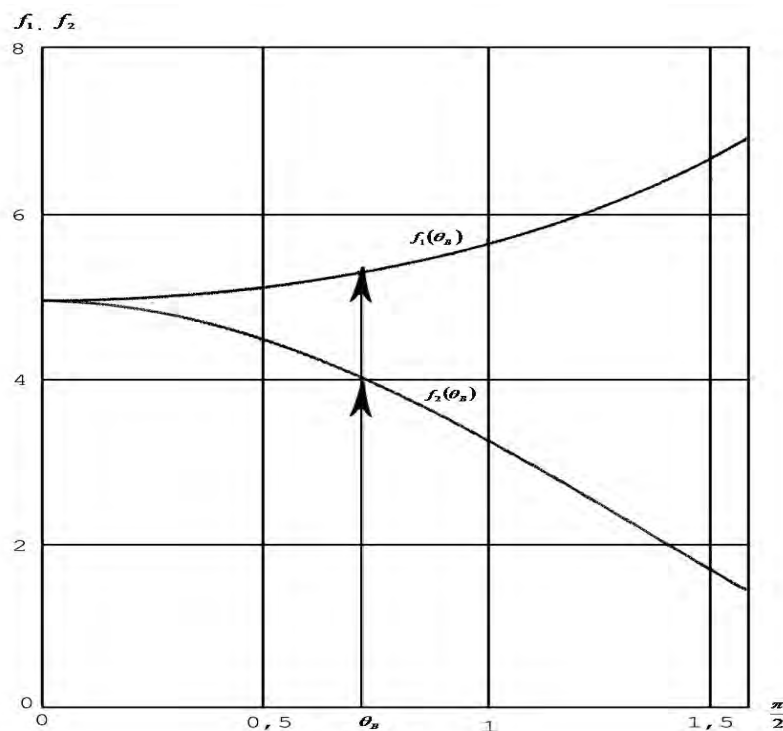


Рисунок 4 – Залежності величин  $\bar{L}$ ,  $\bar{y}_B$ ,  $\bar{x}_B$ , від вигину в т.  $B$


 Рисунок 5 – Вплив  $\max$  вигину  $\theta_B$  на параметри вигину балки

Для зручності розрахунку на рис. 5 наведені графіки функцій

$$f(\theta_B) = \left( \int_0^{\theta_B} \frac{d\theta}{\sqrt{\cos \theta - \cos \theta_B}} \right)^2. \quad (27)$$

**Висновки.** Проведені теоретичні дослідження змістовно описують поведінку качанів під час їх контакту з притискними пристроями та надають можливість більш ретельно вивчити таку складну технологічну операцію, як очищення качанів кукурудзи від обгортки. Отримані залежності дозволяють визначити найбільш оптимальні режими роботи качаноочисного пристрою та основні кінематичні параметри притискних робочих органів, а саме гумових лопатей. Завдяки цьому можна спрогнозувати надійну та безвідмовну роботу качаноочисного апарата ще під час проектування, а найголовніше виключити існуючі недоліки сучасних очисних пристроїв, до яких відноситься травмування зернової частини врожаю.

## Список літератури

1. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир. – 1976. – 656 с.
2. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Теория упругости / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – В 10-ти т. Т. VII. Учеб. пособие. – 4-е изд., исп. и доп. – М.: Наука, гл. ред. физ. мат. лит., 1987. – 248 с.
3. Буянов А.И. Метод определения оптимальных кинематических режимов работы прижимных устройств. / А.И. Буянов // Тракторы и сельхозмашины – 1965. – №2. – С.19-21.
4. Бондаренко О.В. Деякі аспекти оцінки технологій на перспективність / О.В. Бондаренко/ Праці Таврійського державного університету. – Мелітополь, 2008. – С. 91–102.
5. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. - К.: УСХА, 1992. – 507 с.
6. Карпуша П.П. Обоснование параметров и режимов работы початкоотделяющего аппарата очесывающего типа / П.П. Карпуша, Н.И. Конопельцев // Вопросы механизации сельского хозяйства. – Мелітополь, 1972. – С. 42–55.
7. Фізико-механічні властивості рослин, ґрунтів і добрив / Під ред. Буянова А.І. – М.: Колос, 1972. – 366 с.

**Vasil Gruban**

*Mykolayiv national agrarian university*

**Justification of structural and technological parameters of sewage treatment workers corn**

The aim of this paper is to simulate the process of cleaning heads and future trends of purification devices, adapted to the present state of mechanized operations.

In hired theoretical researches that richly in content describe behavior of ears during their contact with hold-downs and give possibility more careful to study such difficult technological operation, as cleaning of corn-cobs, are presented from wrapping. Mathematical dependences that allow to define the most optimal modes of operations of device for cleaning ears and basic kinematics parameters of rider working organs are got, namely rubber blades.

The received dependences allow us to determine the optimal mode of the device for cleaning of ears and the main kinematic parameters clamping work organs, such as rubber blades.

**corn, device for cleaning ears, cleansing rollers, hold-down, wrapping of ears**

Одержано 24.10.12

**УДК 631.816.33**

**В.А. Дейкун, канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепілова, канд. с.-г. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Оцінка ефективності внесення туків підґрунтовим способом під ярий ячмінь**

В статті наведені результати визначення ефективності підґрунтового внесення гранульованих мінеральних добрив у польових умовах. Здійснено порівняння запропонованого способу удобрення з класичним розкидним та встановлено раціональну норму внесення туків.

**мінеральні добрива, розпушувач-удобрювач, польові випробування, ефективність, норма внесення, підґрунтовий**

**В.А. Дейкун, канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, А.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.Н. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепілова, канд. с.-г. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Оценка эффективности внесения туков подпочвенным способом под ярий ячмень**

В статье представлены результаты определения эффективности подпочвенного внесения гранулированных минеральных удобрений в полевых условиях. Выполнено сравнение предложенного подпочвенного способа внесения различных норм комплексных удобрений с классическим. Полученные результаты опытов свидетельствуют о возможности существенного снижения нормы внесения туков без потери урожайности.

**минеральные удобрения, рыхлитель-удобритель, полевые испытания, эффективность, норма внесения, подпочвенный**

Питанню підґрунтового внесення гранульованих мінеральних добрив, останнім часом, присвячено увагу багатьох вчених [1 -7]. Вважається, що внесення туків у підлаповий простір в процесі основного обробітку ґрунту дозволяє зменшити їх витрати, однак, достеменних даних, що підтвердили б дану гіпотезу, на сьогоднішній день немає.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету обґрунтовано параметри і створено оригінальну конструкцію тукорозподільного пристрою [8-10], який дозволяє якісно розсіяти гранульовані мінеральні добрива у підлаповий простір. Польові випробування машини експериментального розпушувача-удобрювача КРУ-4 (рис. 1, 2), оснащеного дослідними тукорозподільними пристроями проводили у СТОВ «Агролан» Новомиргородського району Кіровоградської області.

Машина є причіпним комбінованим знаряддям, що агрегується з тракторами класу 3. Основні вузли машини змонтовані на рамі зі сницею 2. Після складання агрегату відбувається його налагодження:

- на задану глибину ходу робочих органів за допомогою механізмів опорних коліс;
- на задану норму внесення добрив зміною передаточних відношень механізму передач 5.



Рисунок 1 – Загальний вигляд дослідного зразка машини КРУ-4 з експериментальними робочими органами для підґрунтового внесення мінеральних добрив та прямої сівби зернових культур

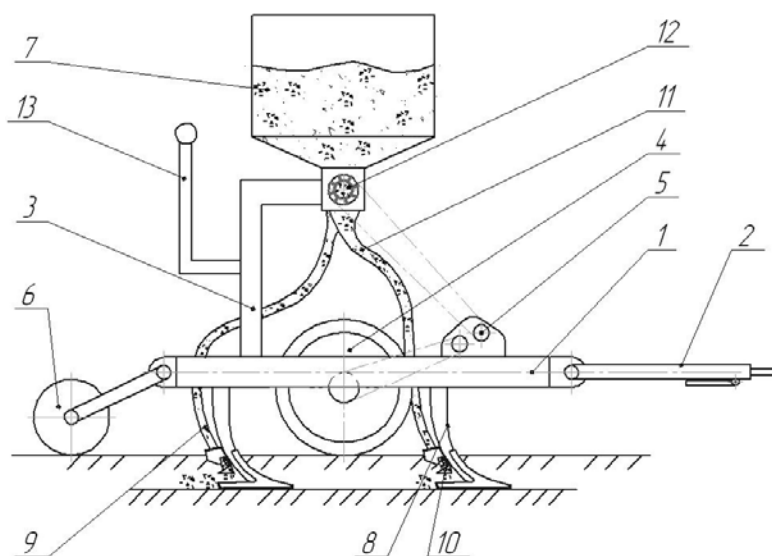


Рисунок 2 – Функціональна схема машини КРУ-4

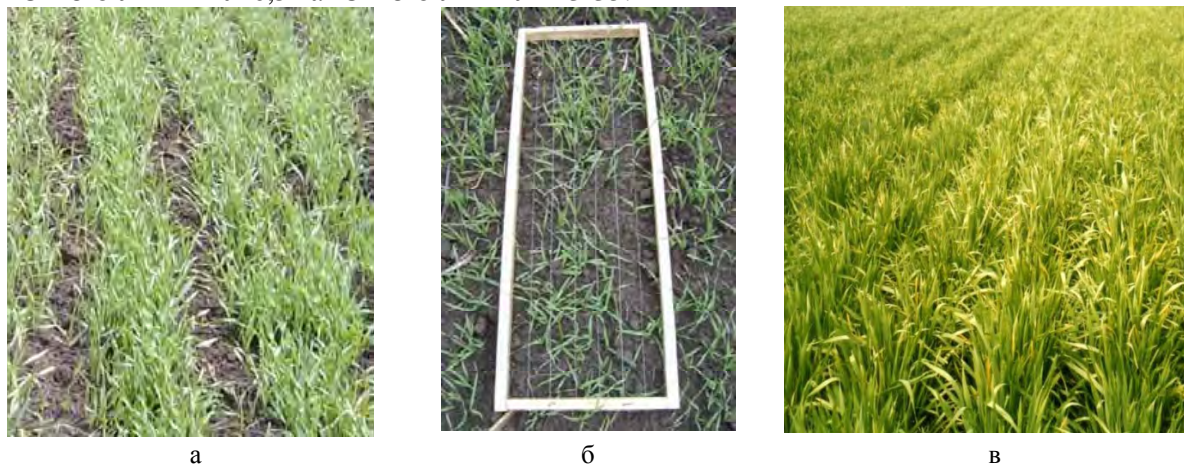
Технологічний процес роботи машини відбувається наступним чином. У бункер 7 (рис. 2) завантажуються мінеральні добрива чи насіння. При переведенні машини в робоче положення за допомогою гідросистеми робочі органи 8 заглиблюються в ґрунт на встановлену глибину, автоматично вмикається привід від опорних коліс 4 до механізму передач 5, який, в свою чергу, через ланцюгові передачі приводить в рух вал штифтових

котушок висівних апаратів 12. Потік добрив чи насіння з бункера 7 потрапляє в тукопроводи 11, які спрямовують його в туконапрямник 9, звідки на розподільник 10, відбившись від якого, вони розподіляються в ґрунті по ширині захвату лапи.

Під час виконання сівби кут нахилу робочого органа до горизонту становив  $1^\circ$ , так як до цього був проведений обробіток ґрунту на глибину до 8 см (легкими дисковими боронами в поєднанні з зубовими). Робочі органи були обладнані розподільниками з параметрами, які передбачають подачу основної маси посівного матеріалу на відстань 10 см від осі лапи.

Після появи сходів (рис. 3) показник рівномірності визначався за класичною методикою. Схема польового дослідження (табл. 1) включала сім варіантів. Перший варіант – контроль, внесення мінеральних добрив способом поверхневого розсіювання у нормі  $N_{40}P_{40}K_{40}$  (250 кг/га). Ця норма мінеральних добрив є рекомендованою для степової зони України при вирощуванні ярого ячменю [11, 12]. У другому варіанті вносили мінеральні добрива одночасно з основним обробітком ґрунту за допомогою дослідного знаряддя. У наступних варіантах мінеральні добрива вносили вищезазначеним способом, але їх норма внесення зменшувалася на 10% порівняно з контрольною нормою  $N_{40}P_{40}K_{40}$  (250 кг/га).

Класичний варіант внесення добрив забезпечували з застосуванням агрегатів ЮМЗ-6-Л + МВУ-0,5 та ЮМЗ-6-Л + ПЛН-3-35.



а – сходи; б – рамка для визначення рівномірності; в – сформовані посіви ярого ячменю

Рисунок 3 – Сходи та сформовані посіви ячменю висіяного машиною КРУ-4, обладнаною робочими органами з обґрунтованими в роботі параметрами

Таблиця 1 – Схема польового дослідження

Номер варіанту	Зміст варіанту
1	Внесення мінеральних добрив поверхневим розсіюванням (МВУ-0,5 + ПЛН-3-35) – $N_{40}P_{40}K_{40}$ (250 кг/га)
2	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{40}P_{40}K_{40}$ (250 кг/га)
3	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{36}P_{36}K_{36}$ (225 кг/га), 90%
4	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{32}P_{32}K_{32}$ (200 кг/га), 80%
5	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{28}P_{28}K_{28}$ (175 кг/га), 70%
6	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{24}P_{24}K_{24}$ (150 кг/га), 60%
7	Внесення мінеральних добрив одночасно з основним безполицевим обробітком ґрунту (розпушувач-удобрювач) – $N_{20}P_{20}K_{20}$ (125 кг/га), 50%

Полеві дослідження проводили з ярим ячменем. Висівали сорт СН-28, який створений у Кіровоградському інституті агропромислового виробництва УААН. Норма висіву становила 4,5 млн. сх. насінин на гектар.

Варіанти досліду розташовували систематичним методом. Облікова площа ділянки становила 1,7 гектарів. Повторність дворазова. Операції по догляду за посівами для контрольного і порівнюваних варіантів були однаковими.

Облік врожаю ярого ячменю проводили методом суцільного обмолоту облікової площі ділянки за допомогою комбайна John Deere. Після збирання врожаю визначали вологість зерна термостатно-ваговим методом та його чистоту. Урожайність приводили до стандартної вологості та 100% чистоти.

Дослідами встановлено, що використання експериментального робочого органа для внесення мінеральних добрив під ярий ячмінь виявилось більш ефективнішим у порівнянні з внесенням їх поверхневим розсіюванням та наступною заробкою у ґрунт за допомогою оранки. Отримані результати досліджень (табл.2) свідчать, що внесення мінеральних добрив підґрунтовым способом одночасно з обробіткою не лише забезпечує істотний приріст врожаю ярого ячменю у порівнянні з їх розсіюванням по поверхні ґрунту, а й дозволяє зменшити норму використання мінеральних добрив без зменшення ефективності їх дії.

Таблиця 2 – Урожайність ярого ячменю залежно від норми внесення мінеральних добрив за допомогою розпушувача-удобрювача, ц/га

Номер варіанту	Урожайність, ц/га	Різниця до контролю
1 (к)	37,1	-
2	39,3	+2,2
3	38,9	+1,8
4	38,2	+1,1
5	37,4	+0,6
6	37,3	+0,3
7	35,3	-1,8
НІР		1,7

У контрольному варіанті досліду з внесенням рекомендованої для зони норми мінеральних добрив урожайність ярого ячменю склала 37,1 ц/га. Внесення повної норми мінеральних добрив ( $N_{40}P_{40}K_{40}$ ) (250 кг/га) та зменшення її на 10% ( $N_{36}P_{36}K_{36}$ ) (225 кг/га) при внесенні за допомогою розпушувача-удобрювача забезпечило істотне підвищення урожайності ярого ячменю у порівнянні з контрольним варіантом. Урожайність у зазначених варіантах відповідно склала 39,3 та 38,9 ц/га, що на 2,2 та 1,8 ц/га більше порівняно з контрольним варіантом ( $НІР_{05} = 1,7$  ц/га).

При внесенні мінеральних добрив за допомогою розпушувача-удобрювача у нормах, які зменшені на 20-40% порівняно з рекомендованою для цієї зони, зменшення урожайності не виявлено. Урожайність у четвертому, п'ятому та шостому варіантах становила від 38,2 до 37,3 ц/га проти 37,1 ц/га у контрольному варіанті при  $НІР_{05} = 1,7$  ц/га.

Тільки при внесенні мінеральних добрив у нормі  $N_{20}P_{20}K_{20}$  (125 кг/га), тобто зменшення її на 50% порівняно з рекомендованою за допомогою розпушувача-удобрювача, призвело до зниження урожайності. Воно становило 1,8 ц/га при  $НІР_{05} = 1,7$  ц/га.

Отже, вищенаведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки:

– внесення мінеральних добрив за допомогою розпушувача-удобрювача, обладнаного робочим органом з обґрунтованими в роботі параметрами, є більш ефективним у порівнянні з традиційним способом поверхневого їх розсіювання. Урожайність ярого ячменю у варіанті з внесенням мінеральних добрив у нормі  $N_{40}P_{40}K_{40}$  (250 кг/га) за допомогою розпушувача-удобрювача була істотно більшою (на 1,8 ц/га) ніж у варіанті з внесенням такої ж норми способом поверхневого розсіювання;

– внесення мінеральних добрив при основному обробітку ґрунту розпушувачем-удобрювачем дозволяє зменшити норми їх використання на 40% порівняно з рекомендованими при внесенні способом розсіювання. Урожайність ярого ячменю при внесенні мінеральних добрив у нормі  $N_{24}P_{24}K_{24}$  (150 кг/га) за допомогою розпушувача-удобрювача суттєво не відрізнялася порівняно з внесенням  $N_{40}P_{40}K_{40}$  (250 кг/га) способом поверхневого розсіювання. Вона склала 37,3 ц/га проти 37,1 ц/га у варіанті з внесенням мінеральних добрив способом поверхневого розсіювання.

## Список літератури

1. Синягин И.И. Современные аспекты проблемы техники внесения удобрений / И.И. Синягин // Бюл. ВИУА. –1974. – №18. – С. 3-17.
2. Шепілова Т.П. Вплив способів та строків внесення мінеральних добрив на урожайність сої / Т.П. Шепілова, І.Д. Ткаліч // Бюлетень Інституту зернового господарства. – 2011. – № 40. – С. 12-14.
3. Новиков В.Э. Внутрипочвенное внесение минеральных удобрений комбинированными рабочими органами плоскореза. / В.Э. Новиков, Б.И. Резников // Научно-технический бюллетень ВИМ. – 1981.– Вып. 48. – С. 24-26.
4. Устинов А.Н. Машины для посева и посадки сельскохозяйственных культур / А.Н. Устинов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 159 с.
5. Устинов А.Н. Машины для посева и посадки сельскохозяйственных культур / А.Н. Устинов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 159 с.
6. Фатеев А.И. Эффективность локального способа внесения минеральных удобрений на грунтах разного уровня родючости / А.И. Фатеев, В.И. Скороход, О.В. Ревенко // Агрохимия і ґрунтознавство. – 1992. – Вип. 54. – С. 68-70.
7. Tomas G., Hacanson I. Effect of soil compaction on development and nutrient uptake of peas // Swedish Journ. Of Arg. Res. – 1992. – Vol. 22. – P. 13-17.
8. Пат. 3724. Робочий орган для локального внесення мінеральних добрив / Дейкун В.А., Сало В.М., Васильковський О.М.; заявник і патентотримач Кіровоградський державний технічний університет. – №2004021299; заявл. 23.02.2004; опубл. 15.12.2004, Бюл. №12.
9. Дейкун В.А. Аналіз способів внесення мінеральних добрив / В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський // Наукові записки. – Вип. 5. – Кіровоград, КНТУ, 2004. – С. 12-15.
10. Дейкун В.А. Експериментальні дослідження процесу розсіювання туків конічним робочим органом / В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський // Конструювання виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – КДТУ, 2004. – Вип. 34 (1). – С. 96-101.
11. Козлов М.В. Агрохімічне забезпечення високопродуктивних технологій вирощування зернових культур / М.В. Козлов, А.А. Плішко. – К.: Урожай, 1991. – 232 с.
12. Савранчук В.В. Науково-обґрунтована система ведення агропромислового виробництва в Кіровоградській області / В.В. Савранчук, І.М. Семеняка, М.І. Мостіпан, Л.П. Пікаш, С.М. Слободян; за ред. В.В. Савранчука. – Кіровоград: Кіровоградський ін-т агропромислового виробництва УААН, 2005. – 263 с.

**Viktor Deykun, Vasil Salo, Alexey Vasilkovskiy, Sergey Leschenko, Tamara Shepilova**

*Kirovograd national technical university*

**Estimation of efficiency of bringing of granulation mineral fertilizer by the subground method under a furious barley**

The paper presents the results of determining the effectiveness of subsoil introduction granular mineral fertilizers in the field. To improve the efficiency of mineral fertilizers plants at the Department of Agricultural Engineering Kirovohrad National Technical University substantiated parameters and original design created fertilizer spreader device that allows high-quality disperse granular fertilizers in by paw space. Field tests of the

proposed device fertilizer spreader conducted in Kirovohrad region. During the execution of sowing angle to the horizontal working body was  $1^\circ$ , since this was made tillage to a depth of 8 cm (light disc harrows, combined with toothed). Working bodies were equipped spreader of parameters that provide the bulk supply of seed to a distance of 10 cm from the axis of the leg. After germination index uniformity determined by the classical method. Analysis of studies have shown that entering mineral fertilizers using tiller, equipped working with substantiated authority in the parameters is more effective than the traditional method of surface scattering and reduces the norms of their use by 40% compared with the recommended method when making scattering.

In the article the results of determination of efficiency subsoil bringing of granular mineral fertilizers are presented in the field terms. Comparing of an offer subsoil method bringing different norms of complex fertilizers is executed to classic on an area 1,7 ha. During experiments efficiency of subsoil method bringing granular mineral fertilizers is set on the productivity of fervent barley. In addition, the got results of experiments testify to possibility of substantial decline norm bringing granular mineral fertilizers without the loss of the productivity.  
**mineral fertilizers, cultivator-fertilizer, field tests, efficiency, norm of bringing, subsoil**

Одержано 14.10.14

УДК 631.355.06

**М.В. Завірюха, асист.**

*Миколаївський національний аграрний університет*

## Вплив основних параметрів адаптованого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем на якісні показники технологічного процесу збирання

Визначено основні фактори, що найбільш суттєво впливають на якість технологічного процесу збирання стиглої кукурудзи з одночасним подрібненням листостеблової маси. Наведено основні результати експериментальних досліджень адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем. Отримані математичні моделі та побудовано поверхні відгуків, за допомогою яких визначено оптимальне поєднання конструктивно-технологічних параметрів, що найбільш суттєво впливають на якість процесу збирання стиглої кукурудзи.

**збирання кукурудзи, інтегрований подрібнювач, експеримент, математична модель, поверхні відгуку**

**М.В. Завірюха, асист.**

*Николаевский национальный аграрный университет*

**Влияние основных параметров адаптированного початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем на качественные показатели технологического процесса уборки**

Определены основные факторы, наиболее существенно влияющие на качество технологического процесса уборки спелой кукурузы с одновременным измельчением листостебельной массы. Приведены основные результаты экспериментальных исследований адаптированного одновальцевого початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем. Полученные математические модели и построены поверхности откликов, с помощью которых определено оптимальное сочетание конструктивно-технологических параметров, которые наиболее существенно влияют на качество процесса уборки спелой кукурузы.

**сбор кукурузы, интегрированный измельчитель, эксперимент, математическая модель, поверхности отклика**

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день вітчизняна кукурудзозбиральна техніка значно поступається за показниками продуктивності та надійності закордонним аналогам, за рахунок значної метало- та енергоємності. Основним робочим органом для відокремлення качанів залишається качановідокремлювальний апарат, в основу роботи якого входить використання пікерно-стриперних апаратів, принцип дії яких заснований на активному протягуванні стебел пікерними вальцями, які обертаються на зустріч один одному між двома нерухомими стріперними пластинами [6].

Зі збільшенням подачі питома енергоємність на одиницю зібраної маси знижується, отже є доцільним пошук резервів потужності для підвищення продуктивності кукурудзозбиральних комбайнів за рахунок зниження енергоємності окремих робочих органів і збільшення подачі зібраної маси в межах їх технологічних можливостей [2].

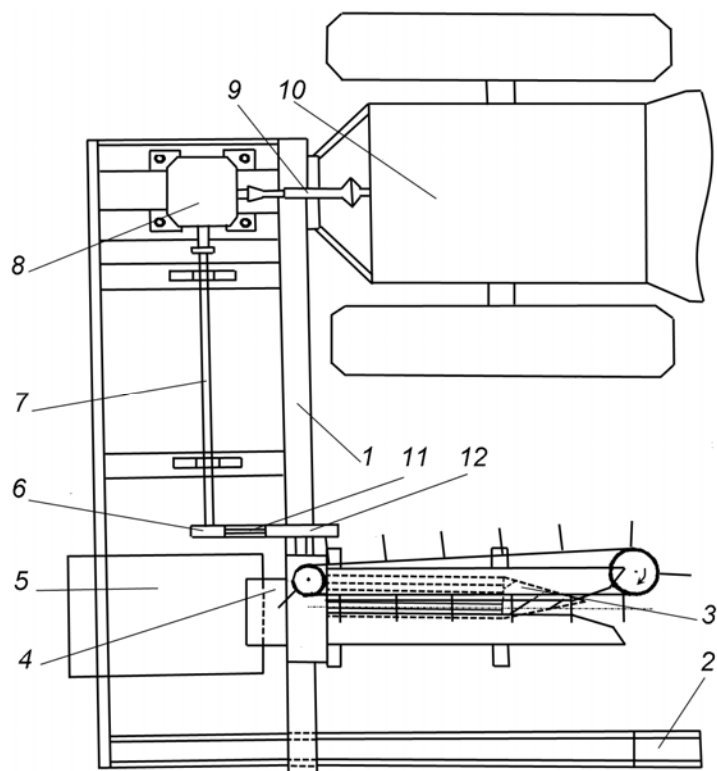
Виходячи з цього розробка нових технічних напрямків для підвищення продуктивності, уніфікації основних робочих органів та засобів для покращення якісних показників роботи качановідокремлювальних апаратів є актуальною науковою проблемою, рішення якої неможливе без повноцінних лабораторних і польових випробувань, лише після проведення яких можна робити остаточні висновки про роботоздатність і ефективність роботи нових робочих органів машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Роботи по вдосконаленню робочих органів кукурудзозбиральної техніки проведені різними науково-дослідними інститутами колишнього СРСР та конструкторськими бюро закордонних фірм. Глибокі теоретичні розробки в цій галузі проведені такими відомими вченими як П.П. Карпушою, Л.І. Анісімовою, К.В. Шатиловим, М.В. Тудельом А.І. Буяновим, В.Т. Бондарьовим, М.Е. Резником та іншими. Ці роботи переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел, відокремленню качанів, розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин на основі пікерних качановідокремлювальних апаратів і не висвітлюють питання вдосконалення технологічного процесу роботи та конструктивної схеми пікерно-стриперних апаратів кукурудзозбиральної техніки, які на сучасному етапі розвитку стали актуальними [2].

Виходячи з огляду існуючих шляхів удосконалення технологічного процесу збирання стиглої кукурудзи, а також проведених досліджень по визначенню фізико-механічних властивостей кукурудзи було розроблено адаптований одновальцевий качановідокремлювальний апарат з інтегрованим подрібнювачем [4, 5].

**Метою роботи** є оцінка впливу основних параметрів адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем на якісні показники технологічного процесу збирання стиглої кукурудзи в польових умовах.

**Виклад основного матеріалу.** Для оцінки впливу параметрів русла кукурудзозбиральної жатки на агротехнічні показники процесу качановідокремлення та подрібнення листостеблової маси, на базі проблемної лабораторії Миколаївського НАУ по вдосконаленню основних робочих органів збиральних машин, був виготовлений оригінальний адаптований одновальцевий качановідокремлювальний апарат з інтегрованим різальним пристроєм. Технологічна схема експериментальної польової установки та її наочний зразок представлені на рис. 1 та рис. 2 відповідно.



1 – рама; 2 – лижа; 3 – качановідокремлювальний апарат; 4 – лоток качанів; 5 – ємність для збору качанів;  
6 – привідний шків-варіатор; 7 – вал; 8 – редуктор; 9 – карданний вал; 10 – трактор Т-40;  
11 – клинопасова передача; 12 – ведений шків

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки (вид зверху)

З метою скорочення об'єму експериментальних досліджень, зменшення числа переналагоджень лабораторної установки, кількості ножів, а також отримання об'єктивної необхідної інформації про залежності величин втрат та травмованості качанів, а також ступеня подрібнення листостеблової маси від одноразової зміни декількох кінематичних режимів, нами було використано трирівневе  $D$  – оптимальне планування другого порядку Бокса для чотирьох незалежних факторів.

Аналіз математичних моделей виконано для середньостиглого гібриду кукурудзи Гіліант 391 МВ. Відповідно до плану експерименту була проведена оцінка залежності показників якості виконання технологічного процесу збирання стиглої кукурудзи від величини подачі рослин, [кг/с] ( $X_1$ ), кута нахилу стріперних пластин, [град] ( $X_2$ ), частоти обертання протягувального вальця, [об/хв.] ( $X_3$ ) і кількості ножів, [шт.] ( $X_4$ ), які в найбільшій мірі впливають на якість роботи адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем. Повторність проведення дослідів по кожному з критеріїв оптимізації складала три рази. По кожному рядку плану розраховувалося середнє значення втрат (ВК) та травмованості качанів (ТК), а також ступеня подрібнення листостеблової маси (СП).

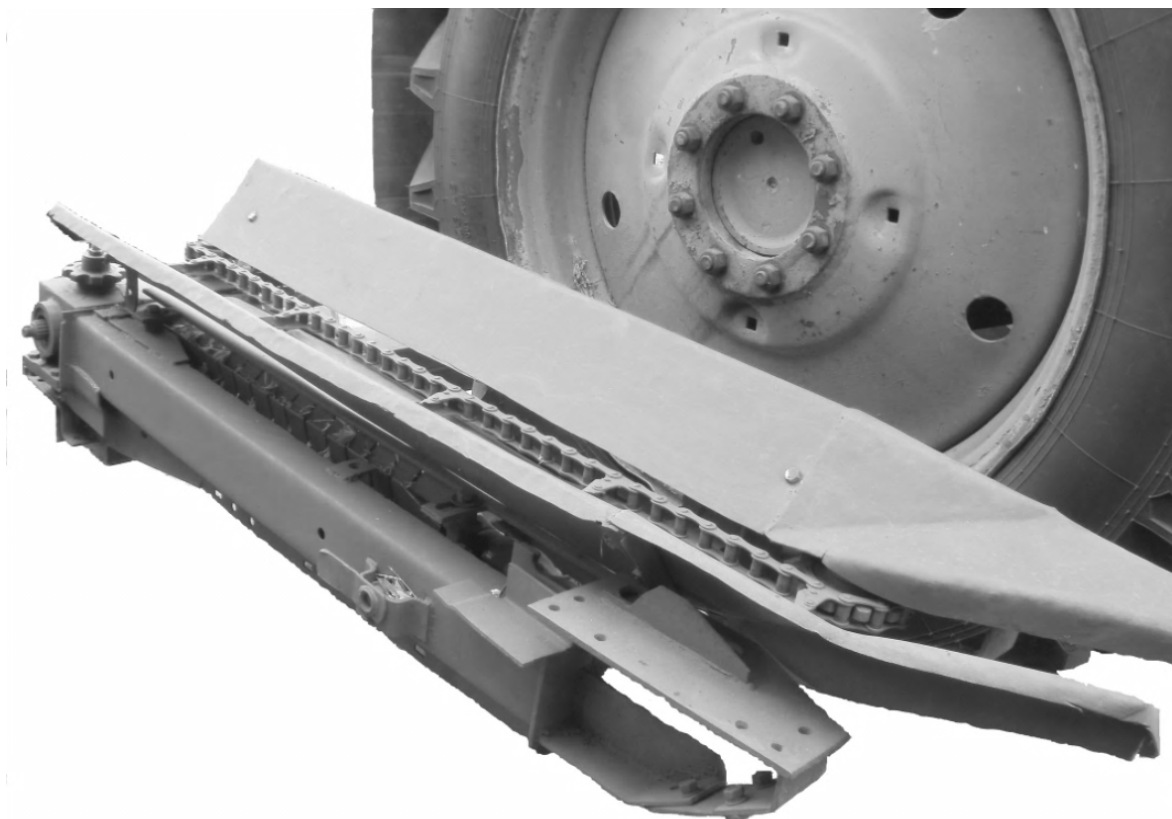


Рисунок 2 – Експериментальний зразок адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем

По черзі прирівнювалися до нуля два фактори, лишаючи нерівними нульовому значенню інші два. Отримані рівняння регресії для втрат та травмованості качанів, а також ступеня подрібнення листостеблової маси із можливими комбінаціями факторів.

Після статистичної обробки експериментальних даних процесу збирання стиглої кукурудзи з одночасним подрібненням стебел, за допомогою табличного процесору MS Excel отримані математичні моделі для втрат качанів (ВК), їх травмованості (ТК), а також ступеня подрібнення листостеблової маси, які описують технологічний процес на новій машині та мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 BK &= 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,67778 \cdot X_2 + 0,22593 \cdot X_3 + \\
 &\quad + 0,01111 \cdot X_4 + 0,3375 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,14583 \cdot X_1 \cdot X_3 + \\
 &\quad + 0,10417 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,3042 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,02916 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,0125 \cdot X_3 \cdot X_4 + \\
 &\quad + 0,198219 \cdot X_1^2 + 0,61489 \cdot X_2^2 - 0,31845 \cdot X_3^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\
 TK &= 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 + 1,1463 \cdot X_2 + 1,50741 \cdot X_3 - \\
 &\quad - 0,00925 \cdot X_4 + 0,09791 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,03958 \cdot X_1 \cdot X_3 - \\
 &\quad - 0,4021 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,83958 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,27291 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,68541 \cdot X_3 \cdot X_4 - \\
 &\quad - 0,261536 \cdot X_1^2 + 0,15513 \cdot X_2^2 + 0,50513 \cdot X_3^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\
 СП &= 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 0,2556 \cdot X_2 + 0,04815 \cdot X_3 - \\
 &\quad - 4,32963 \cdot X_4 - 0,142917 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,72917 \cdot X_1 \cdot X_3 - \\
 &\quad - 0,9667 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,63333 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,2,27083 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,99583 \cdot X_3 \cdot X_4 - \\
 &\quad + 0,65367 \cdot X_1^2 + 3,987 \cdot X_2^2 + 1,187 \cdot X_3^2 - 2,97966 \cdot X_4^2,
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Після статистичної обробки, аналіз отриманих рівнянь регресії проводився із закодованими величинами факторів. Дослідження критеріїв оптимізації в залежності від зміни незалежних факторів було проведено з використанням методу двомірних перетинів.

Аналіз отриманих рівнянь регресії проводився із закодованими величинами факторів. Дослідження критеріїв оптимізації в залежності від зміни незалежних факторів було проведено з використанням методу двомірних перетинів.

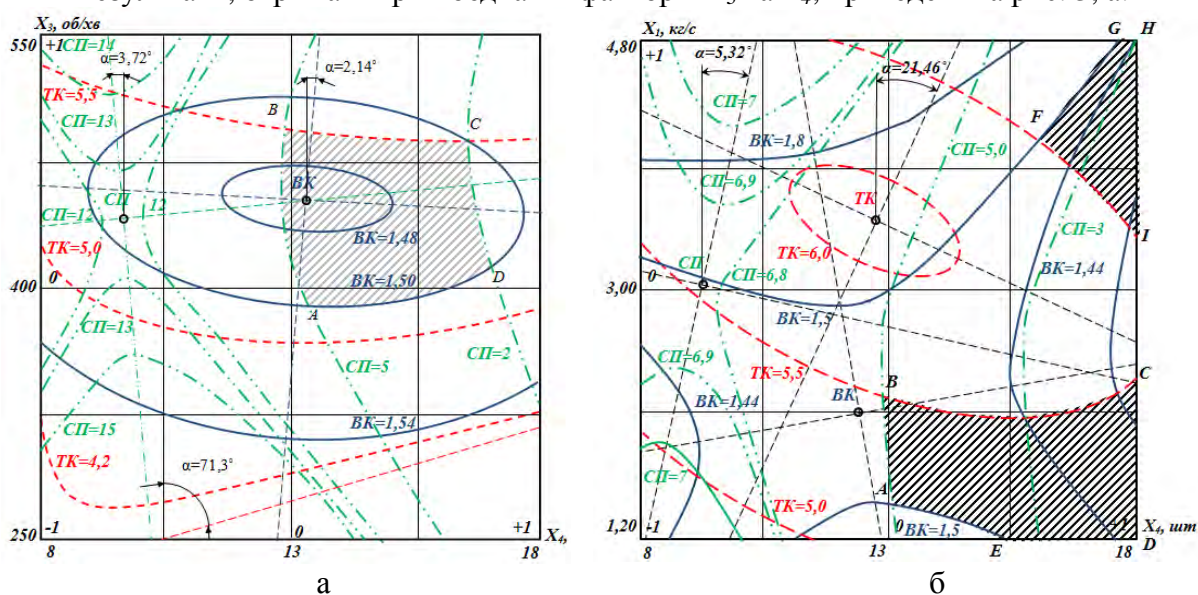
Поєднання таких факторів роботи адаптованого одновальцевого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем, як частоти обертання протягувального вальця, [об/хв.] ( $X_3$ ) і кількості ножів, [шт.] ( $X_4$ ), при  $X_1=0$  (величині подачі рослин 3,0 [кг/с]) і  $X_2=0$  (куті нахилу стріперних пластин 33 град) дозволило одержати рівняння регресії у вигляді:

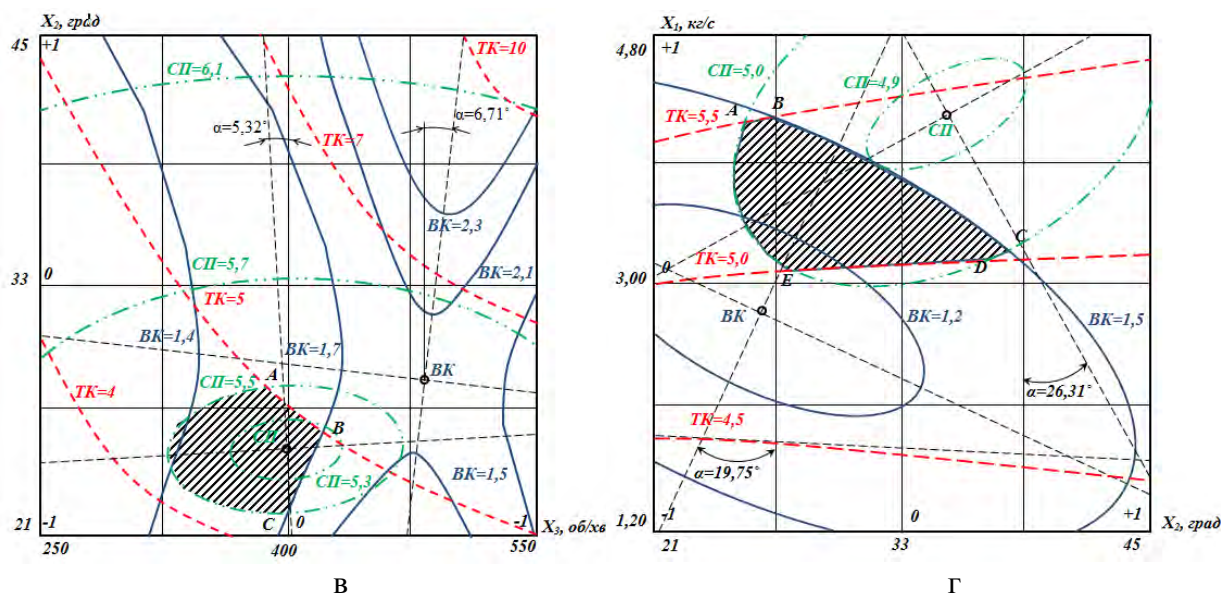
$$\left\{ \begin{aligned} BK &= 1,31818 + 0,22593 \cdot X_3 + 0,01111 \cdot X_4 + \\ &+ 0,0125 \cdot X_3 \cdot X_4 - 0,31845 \cdot X_3^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\ TK &= 15,0108 + 1,50741 \cdot X_3 - 0,00925 \cdot X_4 + \\ &+ 0,68541 \cdot X_3 \cdot X_4 + 0,50513 \cdot X_3^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\ СП &= 5,245 + 0,04815 \cdot X_3 - 4,32963 \cdot X_4 + \\ &+ 0,99583 \cdot X_3 \cdot X_4 + 1,187 \cdot X_3^2 - 2,97966 \cdot X_4^2, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Розв'язок системи рівнянь дав координати центрів поверхонь відгуку  $X_3$  і  $X_4$ , а також значення цільової функції  $Y_S$  в знайденому центрі та  $\alpha$  – кут повороту осей в центрі координат математичної моделі в канонічній формі, які дорівнюють:

- для втрат качанів (BK)  
 $X_3 = 0,3557; X_4 = 0,0512; \alpha = -2,14^\circ; Y_S = 1,46;$
- для травмованості качанів (TK)  
 $X_3 = -1,1458; X_4 = -0,51051; \alpha = 71,3^\circ; Y_S = 4,15;$
- для ступеня подрібнення (СП)  
 $X_3 = 0,2658; X_4 = -0,68209; \alpha = 3,72^\circ; Y_S = 12,5.$

Результати, отримані при поєднанні факторів  $X_3$  та  $X_4$ , приведені на рис. 3, а.





а – при поєднанні факторів  $X_3$  і  $X_4$ ; б – при поєднанні факторів  $X_2$  і  $X_3$ ;  
в – при поєднанні факторів  $X_1$  і  $X_4$ ; г – при поєднанні факторів  $X_1$  і  $X_2$

Рисунок 3 – Двомірні перетини поверхонь відгуку

Якщо розглянути побудовані графіки, можна зробити висновок, що зона оптимального поєднання факторів обмежена кривими ВК, ТК і СП в точках А, В, С, D. При цьому втрати качанів не перевищують агротехнічних вимог і знаходяться в межах  $1,46 < BK < 1,5$ , травмованість –  $5,2 < TK < 5,5$ , а ступінь подрібнення листостеблової маси –  $2,0 < SP < 5,0$ .

При даних показниках критеріїв оптимізації величина кількості обертів протягувального вальця склала 390...490 об/хв, а кількість ножів в інтегрованому подрібнювальному апараті – 13...16 шт. Характер зміни кривих ABCD вказує на те, що із збільшенням кількості обертів, травмованість та втрати качанів зростають, при цьому на ступінь подрібнення в більшій мірі впливає кількість ножів, ніж частота обертів протягувального вальця.

Послідовно змінюючи поєднання факторів, отримано двомірні перетини поверхонь відгуку при всіх можливих комбінаціях факторів.

Так, при поєднанні факторів величини подачі рослин кукурудзи, [кг/с] ( $X_1$ ) та кількості ножів, шт. ( $X_4$ ), при  $X_2 = 0$  (куті нахилу стріперних пластин 33 град) і  $X_3 = 0$  (частота обертання протягувального вальця 400 [об/хв.]) дозволило одержати рівняння регресії у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} BK = 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,01111 \cdot X_4 + \\ + 0,10417 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,198219 \cdot X_1^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\ TK = 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 - 0,00925 \cdot X_4 - \\ - 0,4021 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,261536 \cdot X_1^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\ SP = 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 4,32963 \cdot X_4 - \\ - 0,9667 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,65367 \cdot X_1^2 - 2,97966 \cdot X_4^2, \end{array} \right. \quad (3)$$

Обчислені координати центрів поверхонь відгуку:

- для втрат качанів (BK)  
 $X_1 = -0,1362$ ;  $X_4 = -0,5041$ ;  $\alpha = -6,71^\circ$ ;  $Y_5 = 1,48$ ;
- для травмованості качанів (TK)  
 $X_1 = 0,2849$ ;  $X_4 = -0,0837$ ;  $\alpha = -21,46^\circ$ ;  $Y_5 = 5,93$ ;

- для ступеня подрібнення (СП)

$$X_1 = 0,0284; X_4 = -0,7472; \alpha = 5,32^\circ; Y_S = 6,82.$$

Графічну інтерпретацію результатів, отриманих при поєднанні факторів  $X_1$  та  $X_4$  приведено на рис. 3, б.

Зони оптимального поєднання факторів обмежені кривими ВК і ТК, а також ВК, ТК та СП відповідно в точках F, G, H, I та A, B, C, D, E. Дослідження результатів свідчить про те, що отримані зони знаходяться в межах агротехнічних допустимих технологічних показників. Також при низькому рівні подачі рослин кукурудзи в межах 1,20...2,30 [кг/с] мінімальна кількість ножів становить 13 шт, а при збільшенні подачі до діапазону 3,45...4,80 [кг/с] мінімальна кількість ножів для забезпечення необхідних показників подрібнення листостеблової маси складає 17 шт. Тобто, аналіз отриманих зон оптимального поєднання факторів вказує на те, що із збільшенням подачі рослин кукурудзи кількість ножів в інтегрованому подрібнювачі необхідно збільшувати.

Поєднання факторів кута нахилу стріперних пластин, град ( $X_2$ ) та частоти обертання протягувального вальця, [об/х]в ( $X_3$ ), при  $X_1 = 0$  (величині подачі рослин 3,0 [кг/с]) і  $X_4 = 0$  (кількості ножів 13 шт.) дозволило одержати рівняння регресії у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} BK = 1,31818 + 0,67778 \cdot X_2 + 0,22593 \cdot X_3 - \\ - 0,3042 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,61489 \cdot X_2^2 - 0,31845 \cdot X_3^2, \\ \\ TK = 15,0108 + 1,1463 \cdot X_2 + 1,50741 \cdot X_3 - \\ - 0,83958 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,15513 \cdot X_2^2 + 0,50513 \cdot X_3^2, \\ \\ СП = 5,245 - 0,2556 \cdot X_2 + 0,04815 \cdot X_3 - \\ - 0,63333 \cdot X_2 \cdot X_3 + 3,987 \cdot X_2^2 + 1,187 \cdot X_3^2, \end{array} \right. \quad (4)$$

Обчислені координати центрів поверхонь відгуку:

- для втрат качанами (ВК)

$$X_2 = -0,3841; X_3 = 0,5479; \alpha = -6,71^\circ; Y_S = 1,90;$$

- для травмованості качанів (ТК)

$$X_2 = 3,4912; X_3 = -1,8258; \alpha = -26,3^\circ; Y_S = 2,51;$$

- для ступеня подрібнення (СП)

$$X_2 = 0,6781; X_3 = 0,0261; \alpha = 5,32^\circ; Y_S = 5,24.$$

Графічну інтерпретацію результатів отриманих при поєднанні факторів  $X_2$  та  $X_3$  приведено на рис. 3, в.

Зона оптимального поєднання факторів обмежена кривими ВК, ТК і СП в точках А, В та С. Дослідження результатів свідчить про те, що при втратах качанів до 1,7 %, їх травмованість не перевищує 5 %, при цьому ступінь подрібнення листостеблової маси знаходилась в межах 5,5 %. З даної зони слідує, що кут нахилу стріперних пластин повинен знаходитись в межах 22...28 град, а частота обертання протягувального вальця – 330...420 [об/хв.]. Аналіз отриманої зони оптимального поєднання факторів вказує на те, що із збільшенням частоти обертання протягувального вальця кут нахилу стріперних пластин потрібно зменшувати.

Поєднання факторів величини подачі рослин кукурудзи, кг/с ( $X_1$ ) та кута нахилу стріперних пластин, град ( $X_2$ ), при  $X_3 = 0$  (частота обертання протягувального вальця= 400 [об/хв.]) і  $X_4 = 0$  (кількості ножів 13 шт.) дозволило одержати рівняння регресії у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} BK = 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,67778 \cdot X_2 + \\ + 0,3375 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,198219 \cdot X_1^2 + 0,61489 \cdot X_2^2, \\ \\ TK = 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 + 1,1463 \cdot X_2 + \\ + 0,09791 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,261536 \cdot X_1^2 + 0,15513 \cdot X_2^2, \\ \\ СП = 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 0,2556 \cdot X_2 - \\ - 0,142917 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,65367 \cdot X_1^2 + 3,987 \cdot X_2^2, \end{array} \right. \quad (5)$$

Обчислені координати центрів поверхонь відгуку:

- для втрат качанів (BK)

$$X_1 = -0,0952; X_2 = -0,5683; \alpha = -19,75^\circ; Y_S = 1,08;$$

- для травмованості качанів (TK)

$$X_1 = -2,2418; X_2 = -2,6586; \alpha = -17,36^\circ; Y_S = 3,62;$$

- для ступеня подрібнення (СП)

$$X_1 = 0,1879; X_2 = 0,6942; \alpha = 26,31^\circ; Y_S = 4,81.$$

Графічну інтерпретацію результатів, отриманих при поєднанні факторів  $X_1$  та  $X_2$  приведено на рис. 3, г.

Зона оптимального поєднання факторів обмежена кривими BK, TK і СП в точках А, В, С, D та Е. Дослідження результатів свідчить про те, що при збільшенні подачі підвищується показники втрат вільними качанами та їх травмованості, разом із показником ступеня подрібнення листостеблової маси. Отримана область показує, що при збільшенні подачі з 3,00 до 4,20 кг/с необхідним налаштуванням є зменшення кута нахилу стріперних пластин з  $38^\circ$  до  $25^\circ$  відповідно.

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** Проведені експериментально-польові дослідження збирання стиглих качанів кукурудзи з одночасним подрібненням листостеблової маси дозволили визначити найбільш результативне поєднання факторів, які суттєво впливають на якість виконання технологічного процесу збирання стиглих качанів за таких критеріїв оптимізації, як травмованість качанів, втрати вільними качанами та ступеня подрібнення листостеблової маси.

Експериментально доведено можливість зменшення ступеню травмованості качанів, підвищення повноти збирання врожаю, а також ступеню подрібнення листостеблової маси шляхом оптимізації основних робочих органів та підвищення їх функціональності.

## Список літератури

1. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
2. Завірюха М.В. Аналіз енергоємності основних операцій кукурудзозбиральних комбайнів / Завірюха М.В. // Праці Таврійського державного аграрного університету. Науков-фахове видання. Вип. №8. – Мелітополь: Ред.-вид. відділ ТДАУ, 2011. – 315 с.
3. Завірюха М.В. Експериментальні дослідження по обґрунтуванню геометричних параметрів інтегрованого різального апарату / М.В. Завірюха // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 22. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – 280 с.
4. Пат. 61986 Україна, МПК А 01 D 45/00. Качановідокремлювальний апарат з інтегрованим різальним пристроєм / Бондаренко О.В., Завірюха М.В. – № u201015797; заявл. 27.12.2010; опубл. 10.08.2011, Бюл. № 15.
5. Пат. 63563 Україна, МПК А 01 D 45/00. Адаптований качановідокремлювальний апарат / Бондаренко О.В., Завірюха М.В. – № u201103707; заявл. 28.03.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл. № 19.
6. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

**Mikola Zaviryuha**

*Mykolayiv State Agrarian University, Mykolayiv*

**The influence of the main parameters of the adapted apparatus for separating corn ears with integrated chopper on quality indicators collection process**

The aim of work is an estimation of influence basic parameters of adapted corn picker vehicle of with one rolles with the integrated grinding down on the quality indexes of technological process of collection of ripe corn in the field terms.

The main factors that most significantly affect the quality of the process picking ripe corn while grinding leafy mass. The basic experimental results drum apparatus adapted to separate heads with integrated chopper. Mathematical models and the surfaces of review by which defined the optimal combination of structural and technological parameters that most significantly affect the quality of the gathering of ripe corn.

Possibility of diminishing to the degree of damase heads, increase of plenitude harvesting, and also degree of growing of lease mass shallow is experimentally well-proven by optimization of basic working organs and increase of their functionality.

**corn, integrated shredder, experiment, mathematical model, response surface**

Одержано 24.10.14

**UDC 631.312**

**Sergey Leschenko, assistant professor, candidate of technical sciences, Vasil Salo, professor, doctor of technical sciences, Dmitry Petrenko, assistant professor, candidate of technical sciences**

*Kirovohrad National Technical University*

## **Experimental Estimate of the Efficiency of Basic Tilling by Chisel Equipment in the Conditions of Soil Compaction**

Робота присвячена експериментальній оцінці ефективності основного безвідвального обробітку ґрунту чизельними знаряддями в умовах значного переущільнення орного горизонту. Наведені фактори, що доводять доцільність проведення чизелювання ґрунтів та наслідки впровадження в технологічні процеси вирощування цього ресурсозберігаючого способу основного обробітку. Запропоновано конструкцію чизельної лапи з вертикальними та горизонтальними деформаторами. Приведені результати експериментальних досліджень розробленого чизеля в ході яких встановлено вплив швидкісних параметрів та набору додаткових робочих органів на якісні показники подрібнення ґрунту.

**переущільнення ґрунту, чизельна лапа, якість кришення, зниження родючості, ресурсозберігаючі технології**

**С.Н. Лещенко, доц., канд. техн.наук., В.М. Сало, проф., д-р техн.наук, Д.И. Петренко, канд. техн.наук**  
*Кировоградский национальный технический университет*

**Экспериментальная оценка эффективности основной обработки почвы чизельными орудиями в условиях переуплотнения**

Работа посвящена экспериментальной оценке эффективности основной безотвальной обработки почвы чизельными орудиями в условиях значительного переуплотнения пахотного горизонта. Приведены факторы, доказывающие целесообразность проведения чизелирования почв и последствия внедрения в технологические процессы выращивания этого ресурсосберегающего способа основной обработки. Предложена конструкция чизельной лапы с вертикальными и горизонтальными деформаторами. Представлены результаты экспериментальных исследований разработанного чизеля в ходе которых установлено влияние скоростных параметров и набора дополнительных рабочих органов на качественные показатели измельчения почвы.

**переуплотнение почвы, чизельная лапа, качество измельчения, снижение плодородия, ресурсосберегающие технологии**

The work discloses experimental estimates of the efficiency of basic boardless tilling by chisel equipment in the conditions of considerable compaction of the plough layer. The factors that prove expediency of soil chiselling and the outcomes of introduction into technological growing processes of this resource saving tilling were presented. The design of chisel blade with vertical and horizontal deformaters was suggested. The results of experimental research of the designed chisel showed influence of speed parameters and a set of additional working organs on the indicators of soil grinding were given.

**soil compaction, chisel blade, quality of grinding, fertility decrease, resource saving technologies**

**Problem formulation.** Basic tilling has always been the most energy-consuming process under which growing of some cultures (sunflower, potato, rape etc) requires 30-40% of general energy costs [1-3]. Growing of energy costs increases with the increase of soil compaction which is an integral part of modern intensive industrial technologies of plant growing [4, 5]. Energy-intensive machines, tractors and increased power combines, erosion dangerous disc tilling equipment, mouldboard ploughs are widely used at different stages of the technologies. Moreover, because of the extended crisis, general culture of agriculture has considerably been changed which is proved by complete refusal of crop rotation and growing monoculture (in most case sunflower) on the fields of the farms. A complicated situation in plant growing becomes worse and accelerates the decrease of soil fertility in central Ukraine because of constant change of climate. For the last 3-5 years arid season has not been only during summer which coincides with main vegetation period but also during autumn when there are no rains until frosts. All this makes it impossible to carry out effective tilling in the stage of physical compaction of soil and makes it difficult to sow winter crops. These tendencies have led to quick soil degradation, increase of wind and water erosion, fast decrease of volumes of total yield. That is why the issue of preserving soil fertility, decrease of energy costs during main tilling and development of constructions of alternative tilling working organs which provide deep loosening with minimum energy costs is an important scientific and practical task.

**Publication and research analysis.** In order to save fertility and improve physical and mechanical properties of soil the world practice suggests soil-protecting technologies which are based on exclusion of basic erosion dangerous operations such as mouldboard ploughing and discing.

During mouldboard ploughing a compacted under-arable base is created and interacting with share mouldboard surface, biologically valuable soil aggregates (0,25-10mm) are crushed and as a result there needed additional energy for the rotation and transportation of the cut clod. This leads to excessive fuel consumption and decreases of the width of machine capture as well as to excessive compaction of fertility soil layer and deterioration of infiltration properties decrease of humid and air circulation in fertility layer and other negative consequences. Spherical discs of disc harrows, scufflers and discators while contacting with soil act intensively and as a result the degree of grinding of structural elements increases which leads to destructing the structure of the soil environment [3, 6].

The alternative to mouldboard ploughing and discing is introduction of operations of zero or minimum soil tilling [7-10]. The basis of minimum soil tilling is carrying out of boardless deep loosening which can be done with the help of chisel rippers [1]. Chiselling lets considerably increase the width of machine capture comparing to ploughing, decrease fuel consumption while basic tilling (up to 50%) and to destruct compacted soil of under arable base etc. But during this operation there are some disadvantages which include incomplete cutting of weeds, impossibility of getting solid bottom of the furrow, low level of processing useful residues and weed seeds. Another problematic moment of not wide usage of chisels is their incomplete adaptation to the complicated soil and climate conditions of Ukraine as most

of the machines are produced by foreign companies «Gaspardo», «Amazone», «John Deere», «Lemken», «Great Plains» or by their licence. These factors lead to limited usage of chisels.

**Objective of the article.** So, the objective of the article is the development of the design of a universal chisel adapted to soil and climatic conditions of Ukraine and experimental testing of the efficiency of its operation.

**Main material.** On the basis of critical analysis of modern technics for chisel ripping of soil and existing analytical research in the direction of intensification of chiselling we suggested a working hypothesis according to which the increase of reliability and efficiency of functioning of chisel working organs can be provided by introduction into their design horizontal and vertical deformaters on the leg in combination with additional working organs for clod crushing.

After carrying out mathematic modelling of interaction of chisel cultivator point with soil we found rational form of this working organ. The drawing and general view are presented on Figure 1.

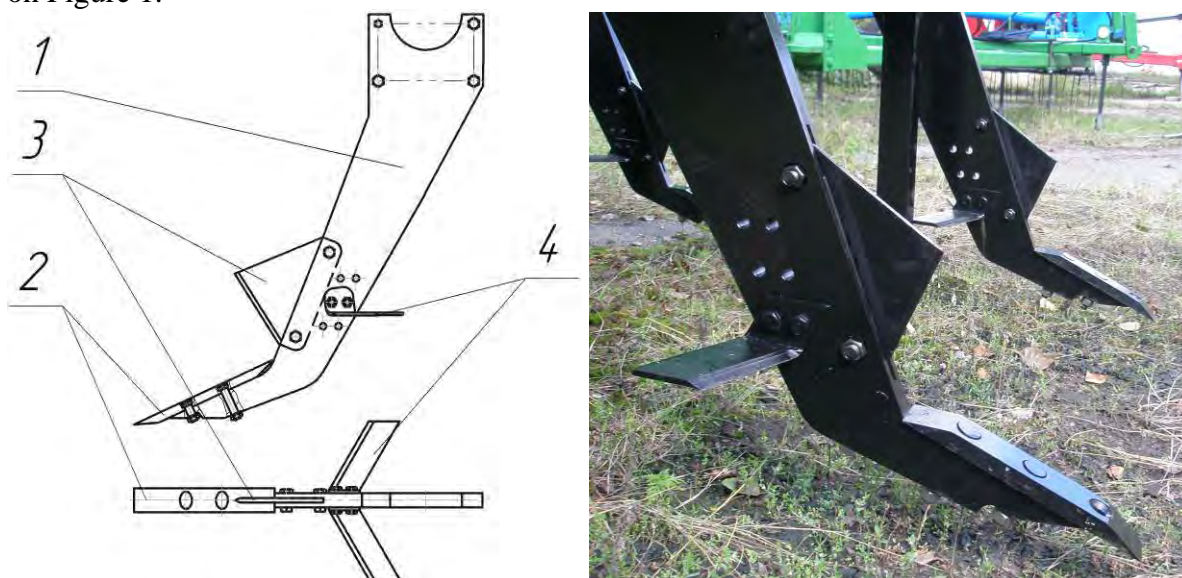


Figure 1 – Drawing and general view of chisel cultivator point with vertical and horizontal deformaters

The suggested chisel cultivator point consists of a shank 1, chisel 2, a tooth for clod crushing 3 and wings 4 (Figure 1). The role of the vertical deformer is played by shank 1 and the tooth for clod crushing 3; the role of horizontal deformer is played by the chisel 2 and the wings 4. Effective additional working organ for clod crushing after chisel ripping, putting plant residues into the lower plough layer at 15-20cm deep may be a twin tooth roller with the drawing and general view presented on Figure 2. The twin tooth roller consists of front 1 and rear 2 tooth rollers, adjusting screw 3 of positioning the rollers relatively to the layer 4 and jaws of rollers 5. According to work conditions the twin tooth roller may be adjusted by the chisel depth and intensity of mixing and grinding of soil after chiselling.

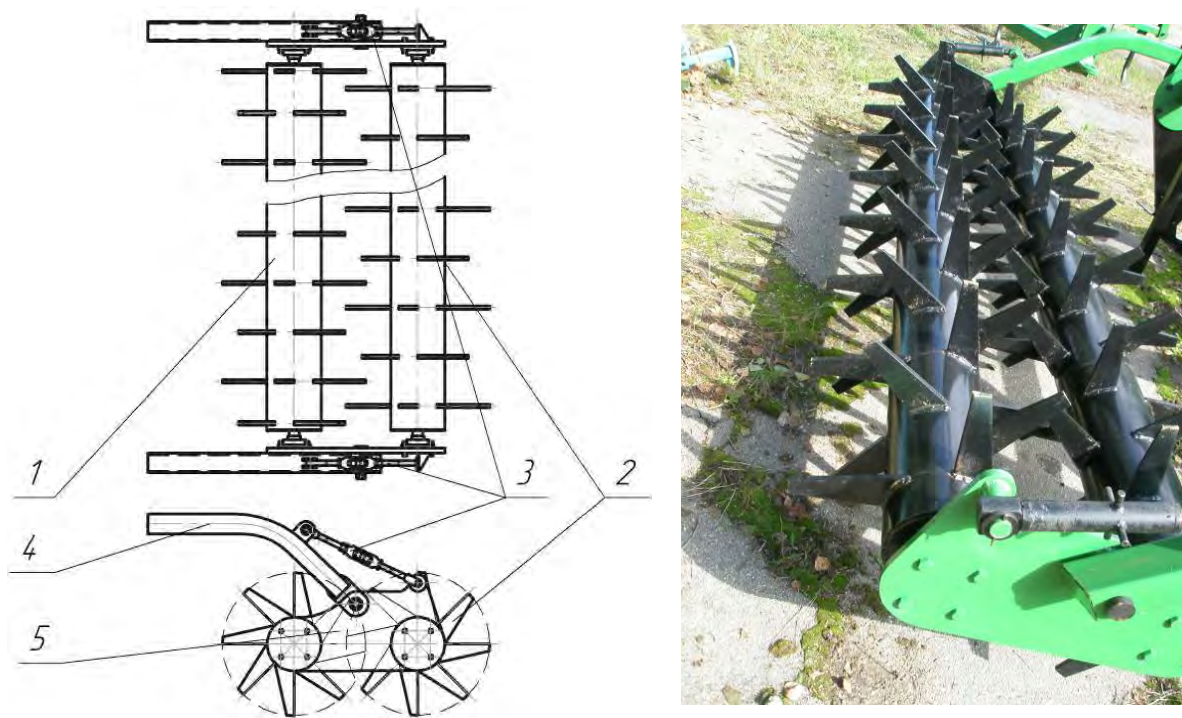


Figure 2 – Drawing and general view of the twin tooth roller

In order to study the efficiency of operation of the working organs we worked out experimental prototype of the machine (Figure 3). The experimental chisel is a mounted device which consists of three chisel blades (Figure 1), twin tooth roller (Figure 2) and frame. The chisel is aggregated with tractors of drawbar category 1,4 (drag force 14 kN).



Picture 3 – General view of the experimental chisel

Experimental research was carried out on the fields of Novoukrainsky district of Kirovohrad region during the August-October of 2014. The mechanical composition of the soil is heavy and medium loam. Hardness of soil was 0-10 cm – 20-25 kg/cm<sup>2</sup>; 10-20 cm – 35-50 kg/cm<sup>2</sup>; 20-30 cm – 60-85 kg/cm<sup>2</sup>. The indicator of the efficiency assessment of chisel operation was the coefficient of quality of soil crushing  $k$ , which is calculated by the formula:

$$k = \frac{m_1}{m_2} \cdot 100\% , \quad (1)$$

where  $m_1$  – the mass of aggregates of soil with the size less than 50 mm, kg;

$m_2$  – total mass of the mounted devise, kg.

The results of experimental research on definition the qualitative indicator of chiselling are shown on Picture 4. It is important to notice that the qualitative indicator was assessed at the tilling depth of  $h = 36$  cm, and the height of ridge which forms between adjacent passes of chisel blades at the bottom of the furrow  $h_1 = 20$  cm. Maximum speed of movement of a completely equipped machine was limited by a critically possible movement speed at a maximum gear under certain soil and climatic conditions coming out of provision of a needed drag force which is generated by traverse gear of a tractor without driving wheel spin. The analysis of the acquired results (Figure 4) allows stating that the lowest quality of soil crushing is achieved when the chisel operates without crushing rollers and this indicator varies from 49 to 60% and the increase of working speed facilitates the improvement of quality indicator. A similar pattern can be seen when chisel operates with one roller (the operation with one roller is achieved with the help of changes of the position of the adjusting screw 3 at Figure 2) but the qualitative indicators of the machine operation are considerably higher  $k = 55 - 69\%$ . The most qualitative tilling is achieved when chisel operates with two tooth rollers at the speed of 7-8 km/hour and the qualitative indicator of soil crushing is 70-75% which is higher than similar indicators of some foreign machines (for example, under conditions of heavy chernozem for Artiglio S 250-500 «Gaspardo»  $k = 55 - 60\%$ , Cenius 400/18 «AMAZONE»  $k = 58 - 65\%$  [8]).

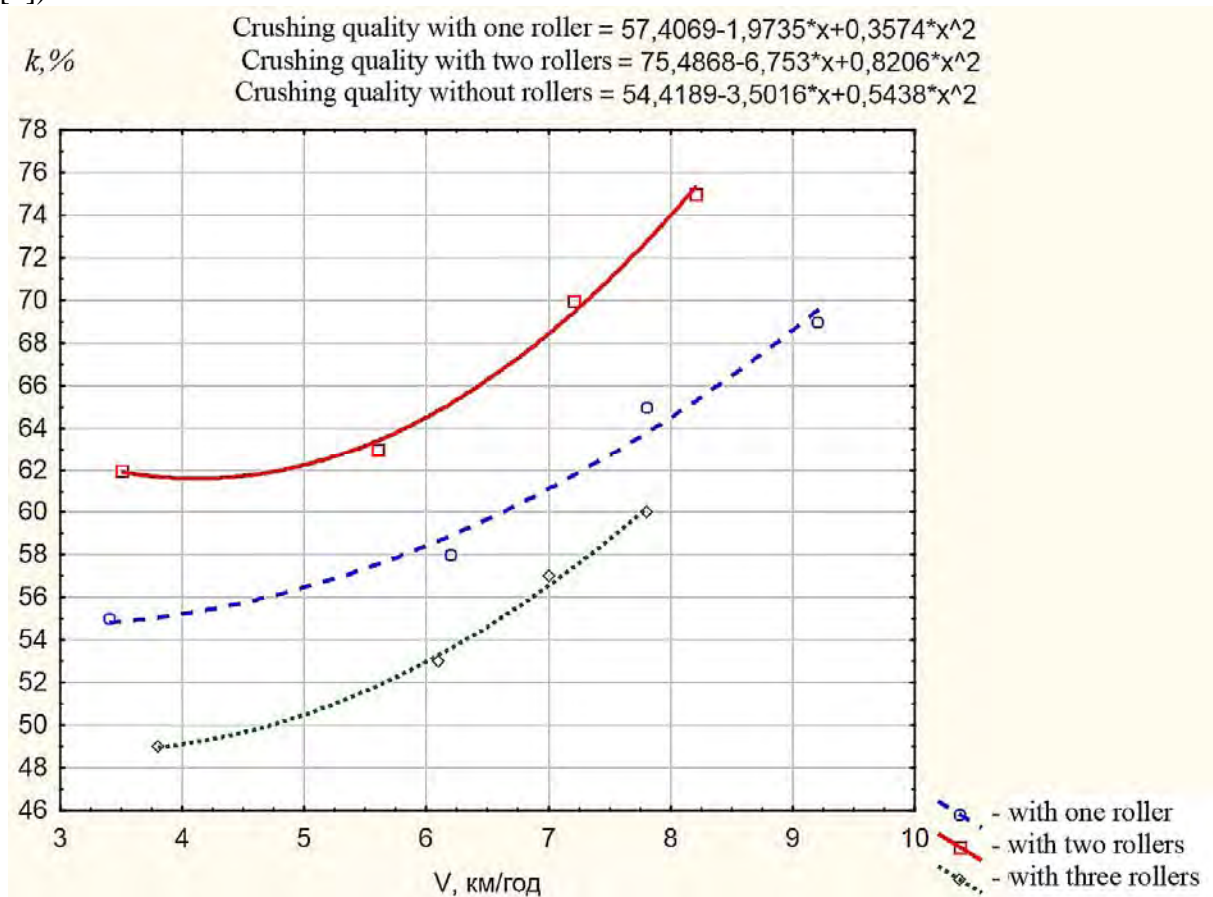


Figure 4 – Dependence of soil crushing quality  $k$  on the speed of chisel operation  $V$  under various modes of operation of the twin tooth roller

On the basis of the conducted experimental research we worked out recommendations on application and technical documentation for producing combined soil tilling machines. Their performance attributes is shown in Table 1.

Table 1 – Performance characteristics of combined chisel soil rippers

Machine model	CHN-1,5	CHN-2,5	CHN-3,5	CHN-4,5
Productivity, ha/hour	up to 1,2	up to 2,0	up to 2,8	up to 3,6
Working width of capture, meters	1,5	2,5	3,5	4,5
Depth of tilling, cm	up to 50	up to 50	up to 50	up to 50
Число робочих органів, шт.	3	5	7	9
Depth of roller tilling, cm	up to 15	up to 15	up to 15	up to 15
Necessary power of a tractor, h.p.	80 - 120	120-180	160-220	250-340
Mass, kg	750	1200	1700	2300

**Conclusion.** 1. In order to save the fertility of soil, avoid its destructing and decrease energy consumption for basic soil tilling it is worthwhile to apply boardless rippering with the help of multipurpose depth soil rippers.

2. Non-adaption of chisel depth soil rippers to the climatic conditions of Ukraine demands improvement of the existing machines and development of the new ones with improved quality indicators of soil crushing.

3. The design of a chisel blade with vertical and horizontal deformaters was developed and together with additional working organs (tooth rollers) it should increase the intensity of soil crushing and partially put residues into a certain depth.

4. We found out that when a combined chisel operates with two tooth rollers the quality indicator of soil crushing is  $k = 70 - 75 \%$  under the speed of the machine  $V = 7 - 8$  km/hour.

## References

1. Лещенко С.М. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 96-102.
2. Лещенко С. Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия / С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 - №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. – P. 195-201.
3. Гуков Я.С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка / Я.С. Гуков – К.: Нора-Прінт, – 1999.– 280 с.
4. Панов И.М. Физические основы механики почв /И.М. Панов, В.И. Ветехин. – К.: Феникс, 2008. – 266 с.
5. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін.; За ред. С. С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448с.
6. Руденко Н.Е. Механизация обработки почвы: Учебное пособие / Н.Е. Руденко – Ставрополь : Изд-во СтГАУ «АГРУС». – 2005. – 112 с.
7. Дейкун В.А. Експериментальні дослідження рівномірності розподілу гранул мінеральних добрив по ширині захвату лапового робочого органа / В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Вип. 27. – Кіровоград: КНТУ, 2014 р. – С. 135–140.
8. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие / В.В. Бледных – ЧГАА, Челябинск – 2010. – 214 с.
9. Труфанов В.В. Глубокое чизелирование почвы / В.В. Труфанов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 140 с.
10. Дринча В.М. Агротехнические аспекты развития почвозащитных технологий: Монография / В.М. Дринча, И.Б. Борисенко, Ю.Н. Плещачев., Под ред. В.М. Кряжкова – Волгоград: Перемена, 2004. – 145 с.

**С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Експериментальна оцінка ефективності основного обробітку ґрунту чизельними знаряддями в умовах переущільнення**

Метою роботи є розробка конструкції універсального чизельного плуга, конструкція якого є адаптованою до ґрунтово-кліматичних умов України та експериментальна перевірка ефективності його роботи.

В результаті виконання роботи розроблено нову конструкцію лапи глибокорозпушувача та котків-подрібнювачів. Проведено експериментальну перевірку якості основного обробітку ґрунту запропонованим способом. Встановлено, що даний спосіб є ефективним за умови адаптації знаряддя до складних ґрунтових умов України. Наведені результати роботи нового плуга та проведено порівняння його якісних показників із відомим аналогами. За результатами досліджень розроблено комплекс машин для безвідвального рихлення ґрунту.

Встановлено, що при роботі комбінованого чизеля запропонованої конструкції із двома зубчастими котками якісні показники кришення ґрунту складає 70-75 % при швидкості руху машини 7-8 кілометрів за годину.

**переуцільнення ґрунту, чизельна лапа, якість кришення, зниження родючості, ресурсозберігаючі технології**

Одержано 10.11.14

**УДК 621.391**

**Р.М. Минайленко, канд. техн. наук, С.В. Михайлов, інж.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Причини виникнення випадкових навантажень в процесі переміщення зерна стрічковою ковшовою зерновою норією**

В статті розглядається питання причин виникнення випадкових навантажень в процесі переміщення зерна стрічковою ковшовою зерновою норією. Оскільки норія – це пружна машина, робочим органом якої є стрічка, то для встановлення причин виникнення випадкових навантажень, розглянуто двохмасну динамічну модель пружної машини, яка відображує характерні особливості поведінки реальної пружної машини (норії). Показано, що під дією зовнішніх сил в невідновлений період в пружній системі виникають коливальні процеси. Проведені теоретичні дослідження і моделювання показали, що навантаження норії в процесі роботи є нерівномірним, а виникнення коливальних процесів має випадковий характер і залежить від специфіки її функціонування.

**норія, пружна машина, динамічна модель, навантаження**

**Р.М. Минайленко, канд. техн. наук, С.В. Михайлов, інж.**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Причины возникновения случайных нагрузок в процессе перемещения зерна ленточной ковшовой зерновой норией**

В статье рассматривается вопрос причин возникновения случайных нагрузок в процессе перемещения зерна ленточной ковшовой зерновой норией. Поскольку нория – это упругая машина, рабочим органом которой является лента, то для установления причин возникновения случайных нагрузок, рассмотрено двухмассную динамическую модель упругой машины, которая отображает характерные особенности поведения реальной упругой машины (нории). Показано, что под воздействием внешних сил в неустойчивый период в упругой системе возникают колебательные процессы. Проведенные теоретические исследования и моделирование показали, что нагрузка нории в процессе работы неравномерна, а возникновение колебательных процессов имеет случайный характер и зависит от специфики ее функционирования.

**нория, упругая машина, динамическая модель, нагрузка**

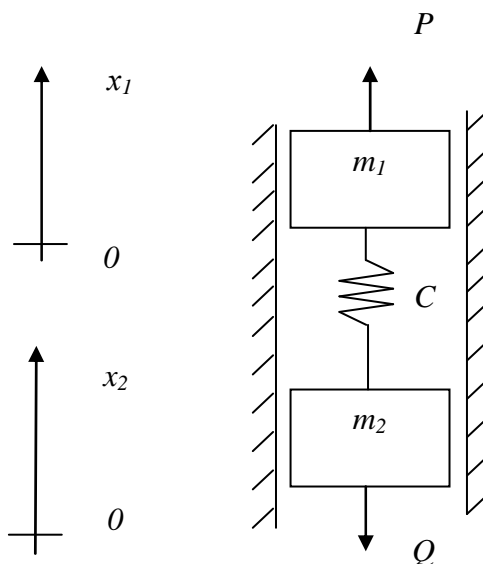
Найважливішим обладнанням підприємств по збереженню і переробці зерна є вертикальний стрічковий ковшовий транспортер (норія). Входячи до складу технологічних ліній переміщення зерна, норія визначає основні характеристики процесу переміщення, істотно впливаючи на його питомі енерговитрати і продуктивність. Особливе значення операції переміщення зерна набувають в зв'язку з помітним розвитком сировинної бази, збільшенням вантажних потоків і підвищенням вимог до раціонального використання енергоресурсів.

Під час роботи норії в усталеному режимі виникають випадкові динамічні навантаження пов'язані зі специфікою технологічного процесу переміщення норіями.

Для встановлення природи випадкових динамічних навантажень в норії, розглянемо динамічну модель пружної машини. При цьому в першу чергу потрібно враховувати пружність найбільш піддатливих елементів механічної системи, якими є ланки передаточних механізмів [1,2,3]. Врахування їх пружності, при нехтуванні масами цих ланок, приводить до найпростішої двохмасної динамічної моделі пружної машини, яка відображає характерні особливості поведінки реальної пружної машини [2,3].

Із множини динамічних коливань, що характерні для пружної машини, розглянемо лише ті, які виникають за рахунок динамічних зусиль  $P$  і  $Q$  (рис. 1).

Розглянемо динамічні навантаження в двохмасній системі [2]:



$C$  – лінійна жорсткість;  $m_1$  і  $m_2$  – маси;  $P$  – сила переміщення;  $Q$  – сила опору

Рисунок 1 – Динамічна модель двохмасної системи

Під дією зовнішніх сил в невстановлений період в пружній системі виникають коливальні процеси. Диференціальне рівняння переміщення мас в перехідний період роботи механізму [2]:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + C(x_1 - x_2) &= P \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} - C(x_1 - x_2) &= -Q \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $x_1$ ,  $x_2$  – переміщення відповідно першої і другої маси;  
 $Q$  – беруть із знаком мінус, як силу опору.

В (1) перші доданки – сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності в зв'язку. В правій частині рівнянь – сили, що діють на систему в період руху, що не встановився.

Помножимо перше рівняння на  $m_2$ , друге на  $m_1$ , і віднявши друге від першого, отримаємо:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} Cx = \frac{m_2 P + m_1 Q}{m_1 m_2}, \quad (2)$$

де  $x = x_1 - x_2$  – різниця переміщення мас.

Диференціальне рівняння (2) характеризує деформацію пружної ланки або динамічне зусилля в ньому, при чому:

$$P_1 = (x_1 - x_2)C = Cx, \quad (3)$$

Розв'язавши рівняння (2) з урахуванням (3) отримаємо:

$$P_d = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{m_2 P + m_1 Q}{m_1 + m_2}. \quad (4)$$

де  $A$  і  $B$  – постійні інтегрування або амплітуди коливань динамічних навантажень;  $\omega$  – кругова частота власних коливань двохмасної системи,  $c^{-1}$ ,

$$\omega = \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}. \quad (5)$$

Як видно із співвідношення (5) частота коливань пружної машини залежить від жорсткості  $C$  та маси  $m_1$  і  $m_2$ .

Таким чином, динамічні навантаження в двохмасній системі лінійною жорсткістю  $C$ , масами  $m_1$  і  $m_2$  в режимі, що встановився, визначаються із співвідношення:

$$P_{дин} = \frac{m_2 P + m_1 Q}{m_1 + m_2}. \quad (6)$$

Частота коливань динамічних навантажень визначається із співвідношення (5). На практиці  $m_1$  і  $m_2$  є величинами змінними і носять випадковий характер, а значить і значення динамічних навантажень мають випадковий характер, що показано на рис. 2, 3.

В результаті моделювання системи (1) отримано графіки переміщення мас:

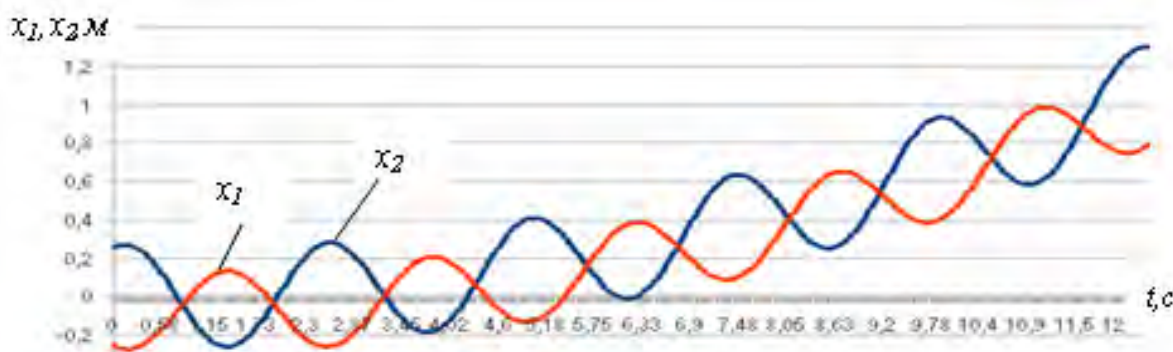


Рисунок 2 – Залежність положення  $m_1$  і  $m_2$  від часу.

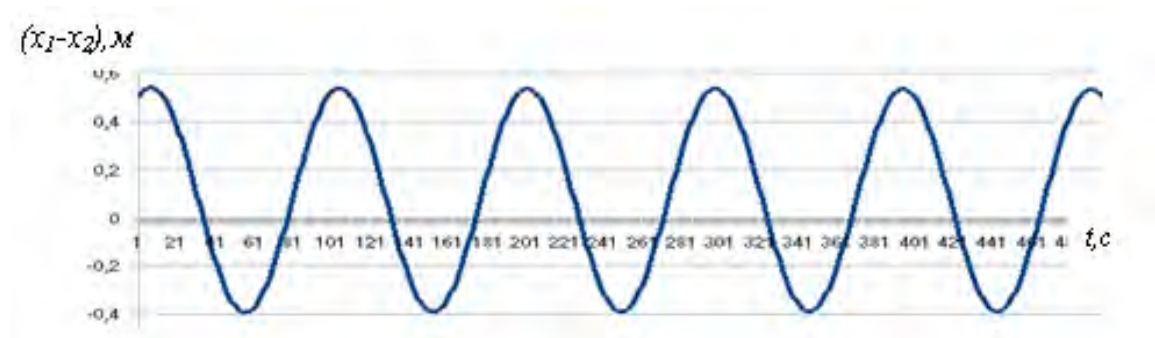


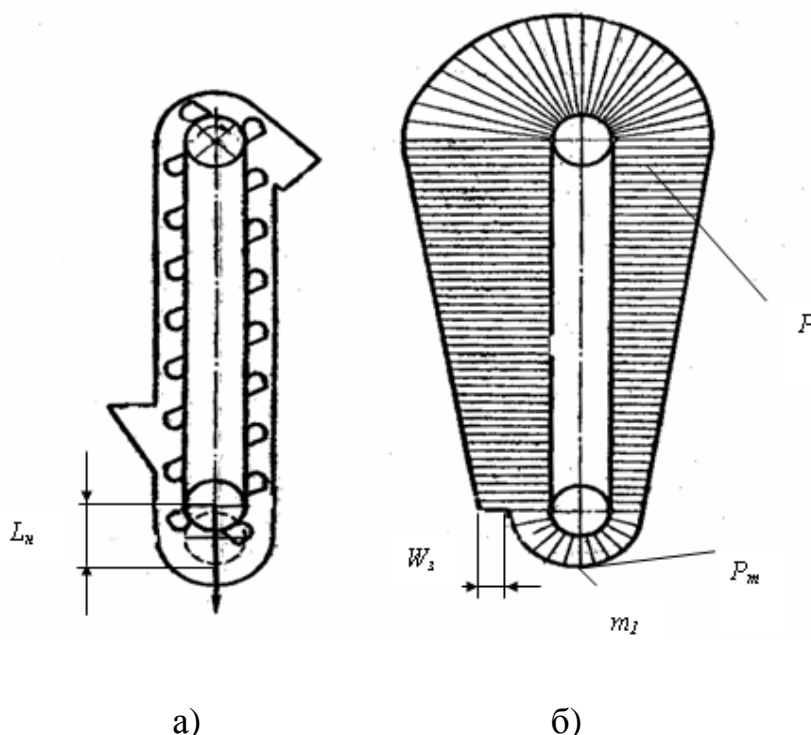
Рисунок 3 – Різниця положень між  $m_1$  і  $m_2$

Проведені теоретичні дослідження застосуємо для з'ясування причин виникнення випадкових навантажень в норії.

На рис. 4 (а) показано схему норії, а на рис.4 (б) діаграму навантажень в стрічці норії з якої видно, що в процесі роботи норії навантаження розподіляється нерівномірно. Це підтверджує диференціальне рівняння переміщення мас в період роботи норії, причому динамічне зусилля ланки норії:

$$P_d = A \cos \omega t + B \sin \omega t + \frac{m_2 P + m_1 Q}{m_1 + m_2}, \quad (7)$$

відповідає розв'язку диференційного рівняння (1).



$L_n$  – хід натяжного барабана;  $W_3$  – опір при зачерпуванні зерна ковшами;  
 $P$  – розподіл навантажень на стрічку норії;  
 $P_m$  – навантаження в точці  $m_1$  на окремій ділянці стрічки норії

Рисунок 4 – Схема норії (а) і діаграма навантажень в стрічці норії (б)

Виберемо на окремій ділянці навантажень норії точку  $m_1$  і розглянемо поведінку навантаження  $P_m$  в часі. Залежність навантаження  $P_m$  в точці  $m_1$  від часу представлено на рис.5, з якого видно, що навантаження норії носить змінний характер, а виникнення коливальних процесів в норії, пов'язане із специфікою її функціонування.

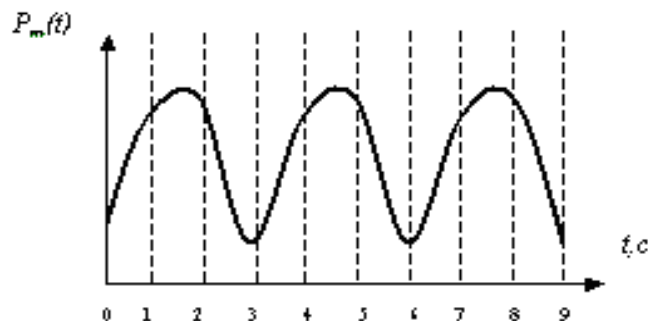


Рисунок 5 – Теоретичний графік залежності навантаження норії  $P_m$  в точці  $m_1$  від часу (отриманий теоретично)

Слід враховувати, що з часом, при дії тривалих коливань, збільшується їх амплітуда, а це може бути причиною виникнення резонансних коливань, які приводять до виникнення аварійних ситуацій в норії. Крім того, тертя ковшів об кожух норії, прослизання стрічки, опір при зачерпуванні зерна ковшами, неправильне зварювання стрічки норії після обриву приводить до виникнення випадкових навантажень, що ускладнює виділення корисного сигналу навантаження.

## Список літератури

1. Ловейкін В.С. Аналіз динаміки руху стрічкового ковшового елеватора / В.С. Ловейкін, В.А. Бортун – Збірник праць ТДАТУ, вип.11, т.2. – 2010. – С. 74-82.
2. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин./ [Ф.К. Иванченко и др.]. – Киев, издательское объединение “Вища школа”, Головное изд-во, 1978 – 576 с.
3. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. - М., 1982. - 192 с.

**Roman Minailenko, Sergei Mikhailov**  
Kirovograd National Technical University

### Reasons origin of the casual loadings in the process moving grain a band corn scooper

The major equipment enterprises maintainance and processing grain is a vertical conveyer scoop belt (noria). Entering in the complement technological lines moving grain, noria determines basic descriptions process moving, substantially influencing on his specific expenses of energy and productivity. The special value operation moving grain is acquired in connection with noticeable development source raw materials, increase freight streams and increase requirements, to the rational use power resources

In the article the question reasons origin the casual loadings is examined in the process moving grain a band corn scooper. As noria is a resilient machine the working organ which is a ribbon, for establishment reasons origin the casual loadings, two masses is considered dynamic model resilient machine which represents the characteristic features conduct the real resilient machine (norias). It is rotined that under act of external forces in an unset period there are swaying processes in the resilient system. The conducted theoretical researches and design rotined that loading noria in the process work is uneven, and casual character has an origin swaying processes and depends on the specific its functioning.

**noria, resilient machine dynamic model, loading**

Одержано 30.09.14

УДК 621.7.09

**В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, І.О. Григурко, доц., І.А. Капура, канд. техн. наук**

*Первомайський політехнічний інститут національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*

## Рідкопластичне формування поверхонь бабітових вкладишів

Розглянуто рідкопластичне формування поверхонь бабітових вкладишів при безпосередньому їх суміщенні з валом. Доведено, що це покращує збіг геометрії поверхонь їх контакту та підвищує ресурс спряження.

**вкладиші, бабіт, спряження, рідкопластичне формування, якість поверхонь, ресурс**

**В.Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, И.А. Григурко, доц.И.А. Капура, канд. техн. наук**

*Первомайский политехнический институт национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова*

**Жидкопластическое формование поверхностей бабитовых вкладышей**

Рассмотрено жидкопластическое формование поверхностей бабитовых вкладышей при непосредственном их совмещении с валом. Доказано, что это улучшает совпадение геометрии поверхностей их контакта и повышает ресурс сопряжения.

**вкладыши, бабит, сопряжение, жидкопластическое формование, качество поверхностей, ресурс**

**Постановка проблеми.** Однією з задач підвищення ресурсу компресорів та двигунів внутрішнього згорання сільськогосподарських енергетичних засобів є удосконалення методів отримання високої якості поверхонь тертя спряжень «шийки колінчастого валу – вкладиші».

Поверхні тертя виготовлених або відремонтованих деталей мають виступи шорсткості та інших геометричних відхилень, які суттєво впливають на знос і ресурс. На початку приробки виступи згладжуються, але при цьому збільшується зазор у спряженні, що зменшує ресурс. Окрім того на контактуючих виступах нерівностей виникають питомі тиски, які значно перевищують розрахункові, що в результаті може призводити до розриву масляного шару та безпосереднього контакту поверхонь. При певній швидкості відносного руху з-за безпосереднього тертя на виступах виділяється кількість тепла, яка не встигає відводитися. Ділянки поверхонь перегріваються, що призводить до їх точкового плавлення, приварювання і навіть відриву частинок. При використанні для підшипників колінчастого валу двигуна бабітів відхилення форми і розташування поверхонь тертя та їх перегрів призводили навіть до виплавлення підшипників.

Наближення геометрії поверхонь вкладишів до валу в зоні тертя для попередження утворення ділянок підвищеного питомого тиску може значно зменшити знос та підвищити ресурс спряжень.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідженнями доказано, що геометрична неоднорідність поверхневого мікрорельєфу призводить до місцевого характеру механічної взаємодії між поверхнями тертя [1]. На плямах фактичного контакту виникають концентрації механічних напружень, які і призводять до прискорення зносу поверхневого шару. При деяких режимах і відповідних умовах виникає фрикційний контакт між плямами поверхонь.

При механічній взаємодії поверхні стають більш реакційно здатними, що призводить до трибохімічних реакцій [2]. Найбільш раціональний стан в зонах дискретного контакту поверхонь досягається тоді, коли контактне навантаження розподіляється більш рівномірно і відсутні пікові напруження.

**Метою статті є** розробка і дослідження методу наближення геометрії поверхонь бабітових вкладишів до полірованих шийок колінчастого валу в зоні їх спряження.

**Виклад основного матеріалу.** Для заливання вкладишів підшипників колінчастих валів тихохідних ДВЗ використовують бабіти Б83, Б83С, Б88, БК2, БН [3, 4]. Бабіти за структурою відповідають правилу Шарпі, тобто містять тверді включення, які забезпечують стабільність геометричних розмірів підшипника та м'яку основу, яка у початковий період роботи посилено зношується утворюючи на робочій поверхні вкладиша сітку капілярів по яких циркулює мастило. Бабіти відзначаються малою твердістю та малим коефіцієнтом тертя у парі зі сталлю, добре утримують на поверхні мастило. Олов'яні бабіти Б83, Б83С, Б88 порівняно з свинцевими мають вищу корозійну стійкість і теплопровідність, менший температурний коефіцієнт лінійного розширення, більшу вартість, але зношують вал у 2...3 рази менше. Недоліками бабітів є висока вартість, низька робоча температура (до 120°C) та погані експлуатаційні властивості в умовах сухого тертя [4].

Олов'яні бабіти використовують також як підшипники відповідального призначення для парових турбін, турбокомпресорів, електродвигунів тощо.

При ремонті пари тертя "шатунна шийка колінчастого валу – вкладиші" пропонується використовувати для підгонки поверхні бабітових вкладишів до оброблених поліруванням шийок колінчастого валу – метод рідкопластичного формування робочої поверхні вкладишу.

Вкладиші виготовляються з припуском на величину осадки, яка необхідна для індивідуальної підгонки геометричної форми поверхні кожної пари вкладишів до відповідної шийки валу. При складанні бабіт переводиться у рідкопластичний стан підігріванням підшипника, а формоутворення робочої поверхні вкладиша виконується поступовим затягуванням болтів кришки підшипника. При цьому поверхня вкладишу відтворює форму поверхні шийки попередньо полірованого валу – ліквідуються відхилення форми робочої поверхні і її розташування відносно поверхні валу.

Важливим параметром для компресора та ДВЗ є дійсний лінійний розмір функціональної замикаючої ланки ( $A_0$ ), якою є відстань від торця поршня до торця головки циліндрів. У складальному розмірному ланцюгу

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_i^{зб} - \sum_{i=n+1}^p A_i^{зм} \text{ мм,}$$

де  $A_i^{зб}$  - розмір складової  $i$ -тої збільшуючої ланки, мм;

$A_i^{зм}$  - розмір складової  $i$ -тої зменшуючої ланки, мм.

Причому дійсна погрішність розміру замикаючої ланки  $A_0$  визначається сумою погрішностей виготовлення всіх ланок, від  $i=1$  до  $i=p$ .

В процесі рідкопластичного формування вкладишів можна зменшити погрішність дійсного розміру  $A_0$  зміщенням осі шийки валу відносно осі нижньої головки шатуна за допомогою спеціального пристосування фіксуєного поршень в заданому положенні, що підвищить експлуатаційні характеристики компресора або ДВЗ.

На технологічний процес формування та геометричні параметри поверхні вкладишів впливають температури сплаву, валу та корпусу підшипника.

Щоб визначити температуру нагрівання сплаву до рідкопластичного стану проаналізуємо перетворення в одному з бабітів при кристалізації та плавленні.

Найкращий з бабітів - Б83 є сплавом олова (83%Sn) із сурмою (10...12%Sb) та міддю (5,5...6,5%Cu), температура його плавлення 380°C [5]. У процесі кристалізації практично вся мідь при найвищій температурі утворює з оловом тверду інтерметалічну сполуку  $Cu_3Sn$  у формі каркасу з зірочок та ланцюжків, які далі попереджують ліквідацію за питомою вагою (рис.1). Утворюючи  $Cu_3Sn$  мідь зв'язує 3,75%Sb. Якщо привести залишок рідини  $L$  до 100%, то в рідині залишається 12,2% Sb. Подальшу кристалізацію сплаву, який містить 12,2% Sb можна розглядати за діаграмою подвійної системи Sn-Sb (рис. 2, критичні точки 1 і 2).

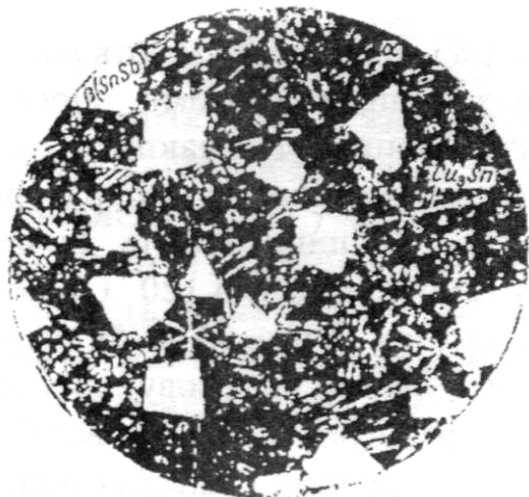


Рисунок 1 – Мікроструктура бабіту Б83

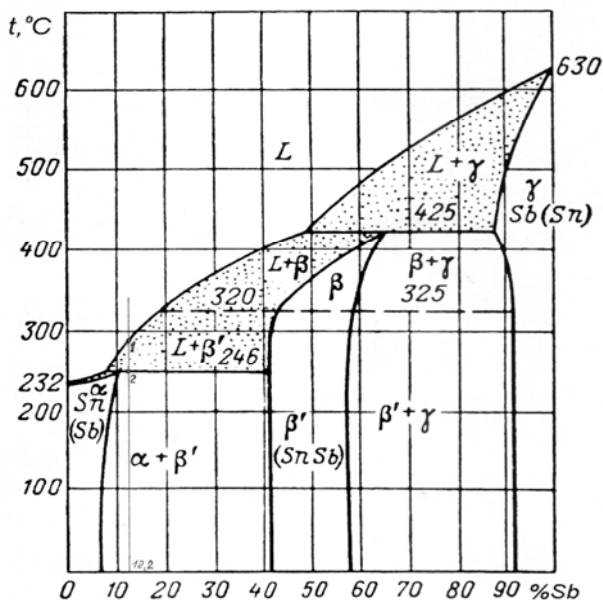


Рисунок 2 – Діаграма стану системи Sn-Sb

В точці 1 утворюються центри кристалізації фази  $\beta'$ , з яких при охолодженні сплаву до точки 2 ростуть тверді включення  $SnSb$  кубічної форми при зменшенні вмісту Sb в рідині. В точці 2 залишок рідини має близько 8,5%Sb і в процесі перитектичного перетворення утворює механічну суміш, яка складається з м'якої основи - твердого розчину  $\alpha$  та твердих включень  $\beta'$ .

В процесі нагрівання відбувається зворотній процес. При температурі 246°C (точка 2) плавиться твердий розчин  $\alpha$  та незначна кількість  $\beta'$ , що складає близько 30% всього сплаву. Решта сплаву, каркас з  $Cu_3Sn$  та кубічні включення  $SnSb$  знаходяться в твердому стані. При подальшому нагріванні до температури 285°C (точка 1) кубічні включення поступово зменшуються і повністю розплавляються.

Враховуючи, що якість бабіту покращується при роздрібненні твердих включень, можна рекомендувати температуру для напіврідкого деформування в межах 250...270°C, при якій зберігається каркас з  $Cu_3Sn$ . Охолодження від цих температур буде сприяти отриманню дрібних кубічних включень.

Від вибору деталі - валу або корпусу підшипника, яка нагрівається або різниці їх температур, залежить характер отриманого з'єднання – від посадки з зазором (вал) до посадки з натягом (корпус).

Так, в дослідях, при нагріванні корпусу підшипника в процесі його формування - після охолодження у з'єднанні утворювався натяг, величина якого використовувалася як припуск на внутрішній діаметр вкладишів для їх притирання до шийки валу. Це дозволило отримати мінімальний зазор в спряженнях та зменшити шорсткість поверхонь. Випробування проводилося на спряженнях нижня головка шатунна - шатунна шийка колінчастого валу компресора 2ФВ-4. Бронзова поверхня вкладишів нижньої головки

шатуна після лудіння заливалася бабітом Б83, потім формувалась рідкопластичним деформуванням за приведеною вище технологією та притиралась до валу [6]. Компресор працював в умовах високих навантажень, при ступеню стискання 8...12. Після близько 2000 годин експлуатації при перевірці поверхонь спряження слідів зносу, прихватів та інших дефектів на поверхнях шийок і вкладишів не було, шийка валу оставалась полірованою, а поверхня вкладишів не мала занурених включень продуктів зносу.

Аналогічна обробка може виконуватися при ремонті бронзових вкладишів компресорів та швидкохідних дизелів після накатування та послідовного наплавлення бабітом [7] для підвищення ресурсу валу. Такі бронзо-бабітові вкладиші краще відводять тепло, не виплавляються при перегріві підшипника і одночасно мають переваги бабітових вкладишів – менше зношують вал (твердість бабітів близько 30НВ, а свинцевистої бронзи – 50НВ). Окрім того бабітова поверхня вкладишу має переваги перед бронзовою за корозійною стійкістю та податливістю [8].

**Висновки.** Рідкопластичне завершальне формування поверхні бабітових вкладишів полірованою поверхнею валу з отриманням припуску на доведення дозволить максимально наблизити геометричні параметри поверхні вкладишів до відповідних параметрів шийки валу, а в результаті збільшити допустиме питоме навантаження і ресурс роботи спряження та підвищити експлуатаційні характеристики компресора або ДВЗ.

## Список літератури

1. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478с.
2. Шевеля В.В., Олександренко В.П. Трибохимия и реология износостойкости: Монография. – Хмельницький: ХНТУ, 2006. – 278 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей /Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
4. Металознавство: Підручник / О.М. Бялик, В.С.Черненко, В.М.Писаренко, Ю.Н.Москаленко. - 2-ге вид., перероб. і доп. – К.: ІВЦ “Видавництво “Політехніка””, 2002. – 384 с.
5. Гуляев А.П. Металловедение. – М.: Металлургия, 1978. – 648 с.
6. Ошовський В.Я. Виробничі технології як альтернатива обкатування деталей ДВЗ // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 43, ч. 1. – Кіровоград: ХНТУ, 2013. – С. 320-325.
7. Воронцов И.А. и др. Технология ремонта быстроходных дизелей (типа В2-300 и Д6). – М.: Машиностроение, 1961. – 468 с.
8. Рохлин А.Г. Технология производства судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1968. – 344 с.

### **Viktor Oshovsky, Ivan Grigurko, Igor Kapura**

*Pervomaysk Politechnic Institute of National Shipbuilding University named after admiral Makarov*

#### **Liquidplastic shaping of surfaces of slidewaies from a babbit**

The defects of geometry are described for the surfaces of friction of slidewaies from a babbit, which are used in compressors and ICE for agriculture technique.

For the increase of resource of machines it is offered to form geometry for the bearing surface of slideway by a billow. For this purpose, surfaces from a babbit in the fluidplastic condition are offered to form by the polished surface of neck of billow. The interval of temperatures for a surface at forming is offered on the basis of analysis of process of crystallization of babbit. The method of heating is offered for formation of rough tolerance for grinding in of bearing surface to the billow. The same forming is recommended to execute and for the bronze bearings of covered preliminary by the layer of babbit. Such treatment of surface liquidates formation on her of regions of enhanceable specific pressure.

The results of researches show that, liquidplastic forming in a complex with grinding in allows to increase the resource of compressors or ICE of agricultural technique.

**slidewaies, babbit, connection, liquidplastic shaping, quality of surfaces, resource**

Одержано 10.11.14

УДК 66.063.62:532.528

**В.М. Павліченко, канд. біол. наук, В.В. Лиходід, канд. техн. наук,  
П.М. Луц, канд. техн. наук, А.В. Січкарь, канд. техн. наук, С.О. Доруда, інж.**  
*Запорізький науково-дослідний центр з механізації тваринництва, Запоріжжя*

## Обґрунтування оптимальних режимів роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора при подрібненні рослинних кормів

Представлено результати експериментальних досліджень процесу диспергації компонентів кормових сумішей та відображено оптимальне поєднання факторів, які суттєво впливають на критерії оптимізації. Отримано математичні моделі другого порядку, які адекватно описують процес диспергації компонентів кормової суміші. Обґрунтовано оптимальні режими роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора та встановлено їх вплив на якісні та енергетичні показники робочого процесу подрібнення рослинних кормів при різноманітній їх композиції.

**рослинні корми, роторно-кавітаційний диспергатор, удосконалений зразок, подрібнення, оптимальні режими, обґрунтування**

**В.Н. Павличенко, канд. біол. наук, В.В. Лиходед, канд. техн. наук, П.М. Луц, канд. техн. наук,  
А.В. Сичкарь, канд. техн. наук, С.А. Доруда, інж.**

*Запорожский научно-исследовательский центр по механизации животноводства, Запорожье*

**Обоснование оптимальных режимов работы усовершенствованного образца  
роторно-кавитационного диспергатора при измельчении растительных кормов**

Представлено результати експериментальних досліджень процесу диспергації компонентів кормових смесей і отобразено оптимальне поєднання факторів, які переважно впливають на критерії оптимізації. Отримано математичні моделі другого порядку, які адекватно описують процес диспергації компонентів кормових смесей. Обґрунтовано оптимальні режими роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора і встановлено їх вплив на якісні та енергетичні показники робочого процесу измельчення рослинних кормів при різноманітній їх композиції.

**растительные корма, роторно-кавитационный диспергатор, усовершенствованный образец, измельчение, оптимальные режимы, обоснование**

**Постановка проблеми.** В сучасних умовах виробництва тваринницької продукції, як втім і завжди, найважливішою складовою успіху є створення міцної кормової бази на основі постійного вдосконалення технологій і технічних засобів для кормозабезпечення галузі тваринництва.

Тваринництво, зокрема органічне тваринництво, яке набуло в останні роки особливої уваги, передбачає використання екологічно чистих кормових компонентів, які доцільно доставляти тваринам в підготовленому вигляді, в тому числі через застосування нанотехнологій переробки й обробки кормів, в основі яких лежать процеси дезінтеграції біохімічних кормових компонентів в низькомолекулярні сполуки природного походження, позбавлені дії природних бар'єрів захисту накопичених рослинами запасів високомолекулярних поживних речовин. Одним з ефективних методів дезінтеграції та інтенсифікації хіміко-технологічних процесів в рідинних системах є дія кавітації на оброблюване середовище.

У промисловості для виникнення кавітаційних явищ в рідких середовищах використовуються гідродинамічні, електродинамічні, п'єзоелектричні, магнітострикційні і механічні генератори кавітації. Для виконання кавітаційної обробки, подрібнення та змішування рослинних матеріалів найбільше розповсюдження отримали гідродинамічні машини. Такі роторно-імпульсні гідродинамічні кавітаційні апарати найкраще реалізують гідродинамічну і акустичну дію розвиненої турбулентності, пульсацій тиску, ударних хвиль та швидкості потоку рідини [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На підставі аналізу роботи відомих різноманітних типів та конструкцій гідродинамічних роторно-кавітаційних апаратів [2-5] виявлено, що на їх ефективну роботу впливає цілий ряд параметрів, таких як: число і розмір отворів в статорі і роторі; частота обертання ротора; пропускна здатність ступеня; початковий розмір частинок матеріалу, що поступають на доподрібнення; тиск гідроудару; достатність імпульсів для резонансного руйнування часток; величина розрідження в статорі і стиснення в роторі. Під час роботи роторно-кавітаційного диспергатора при обертанні ротора, його канали періодично поєднуються з каналами статора. За рахунок цього швидкість потоку рідини в каналі статора є змінною величиною. При розповсюдженні в каналі статора імпульсу надмірного тиску, слід за ним виникає короткочасний імпульс зниженого тиску. Інерційні сили створюють розтягуючу напругу в рідині, що викликає кавітацію, яка й руйнує оброблюваний матеріал.

**Формування цілей.** З метою обґрунтування конструкційних особливостей роторно-кавітаційного диспергатора, що покращують роботу та забезпечують достатню кавітаційну дію на оброблювану сировину виконані теоретичні дослідження (розрахунки), за результатами яких встановлено основні конструктивні параметри машини: кількість і розмір отворів в статорі й роторі, відстані між отворами та залежні від них показники тиску і пропускної здатності розробленого кавітаційного диспергатора.

**Виклад основного матеріалу.** За результатами теоретичних досліджень та аналізу конструкцій технічних засобів для виробництва високозасвоєваних кормів [6] розроблено та створено удосконалений зразок роторно-кавітаційного диспергатора (рис. 1).



а) загальний вигляд



б) конструкційна схема

Рисунок 1 – Удосконалений зразок роторно-кавітаційного диспергатора

Основою пропонованого диспергатора є роторний робочий орган з чотирма ступенями подрібнення компонентів кормової суміші, в якому ротор з вертикальною віссю обертання має два ряди ножів, радіальні лопаті й два ряди наскрізних отворів, зовні якого розміщений статор у вигляді двох коаксіально розміщених кілець з двома рядами радіально встановленими в них гідравлічними кавітаційними пристроями у вигляді насадок Вентурі та Борда.

Для визначення оптимальних режимів роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора було створено експериментальний стенд (рис. 2) та проведено експериментальні дослідження процесу подрібнення (диспергації) компонентів кормових сумішей на базі рідкого середовища.



Рисунок 2 – Стенд для експериментальних досліджень

За результатами лабораторних досліджень та аналізу літературних джерел відібрано 2 фактори, що значуще впливають на робочий процес подрібнення компонентів кормової суміші (табл. 1).

Таблиця 1 – Перелік факторів, що значуще впливають на процес подрібнення компонентів кормової суміші

Рівні і інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори і їх позначення	
		Тривалість процесу оброблення $t$ , хв.	Частота обертання ротора $n$ , об/хв.
Верхній рівень	+ 1	60	3000
Основний рівень	0	40	2500
Нижній рівень	- 1	20	2000
Інтервал варіювання	$\epsilon$	20	500

При плануванні експериментальних досліджень використано матрицю (табл. 2) повного факторного експерименту другого порядку для двох факторів [7].

Таблиця 2 – Матриця повного факторного експерименту

№ дослідю		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Фактор	X	-1	-1	-1	0	0	0	+1	+1	+1
	Y	-1	0	+1	-1	0	+1	-1	0	+1

Важливою частиною досліджень при обґрунтуванні оптимальних значень режимних параметрів удосконаленої конструкції диспергатора є вибір критеріїв оптимізації, які дозволяють проводити порівняльну оцінку впливу досліджуваних факторів на його якісні та енергетичні показники роботи.

За критерії оптимізації прийнято:

-  $M$  - модуль помелу, [мм], який характеризує ступінь подрібнення матеріалу, за яким можливо оцінити тонину помелу (тонкий, середній або крупний) [8];

- $K_{кав}$  - коефіцієнту кавітації, що відображає інтенсивність процесів кавітації й призводить до біохімічного поліпшення і знезараження кормової суміші [9];
- $T$  - температура суміші, [°C], яка свідчить про інтенсивність проходження хімічних та біологічних процесів, що протікають в оброблюваній суміші та обумовлює необхідні граничі впливу на оброблювану сировину;
- $q$  - питомі витрати енергії, [Вт·год/кг], наглядний показник питомих витрат енергії на реалізацію робочого процесу.

Для більш об'єктивної оцінки якості виконання робочого процесу диспергації та представлення широких можливостей використання роторно-кавітаційного диспергатора, при проведенні експериментальних досліджень було взято декілька різноманітних композицій кормової суміші: зерно ячменя + вода (у співвідношенні 1:3); пивна дробина + вода (1:2); суміш зеленої маси, пивної дробини, зерна ячменя та води (у співвідношенні 2:2:1 з гідромодулем 1:3).

За результатами експериментальних досліджень виконано аналіз та проведено статистичну обробку даних, яка дозволила виявити залежності якісних показників роботи диспергатора від зміни критеріїв оптимізації. Дані, отримані в результаті вимірів, відповідають центральній граничній теоремі та розподіляються по нормальному закону [10]. Побудовані поверхні відгуку впливу досліджуваних факторів на обрані критерії оптимізації (рис. 3, 4, 5) та складені рівняння регресії.

Рівняння регресії залежності модулю помелу ( $M$ ), коефіцієнту кавітації ( $K_{кав}$ ) та питомих витрат енергії ( $q$ ) від тривалості часу оброблення ( $t$ ) при заданій частоті обертання ротора диспергатора ( $n$ ) для кормосуміші: зерно ячменя + вода (1:3) має вигляд:

$$\begin{aligned} M &= 3,362 - 0,056x - 0,001y + 0,0004x^2 + 5,25 \cdot E^{-6}xy + 1,2 \cdot E^{-7}y^2; \\ K_{кав} &= -1,08 + 0,0097x + 0,0008y - 3,75 \cdot E^{-5}x^2 - 2 \cdot E^{-6}xy - 1 \cdot E^{-7}y^2; \\ q &= -36,7306 + 1,5785 \cdot x + 0,0173 \cdot y - 0,005 \cdot x^2 - 2,875E^{-5} \cdot x \cdot y - 1,5667E^{-6} \cdot y^2. \end{aligned} \quad (1)$$

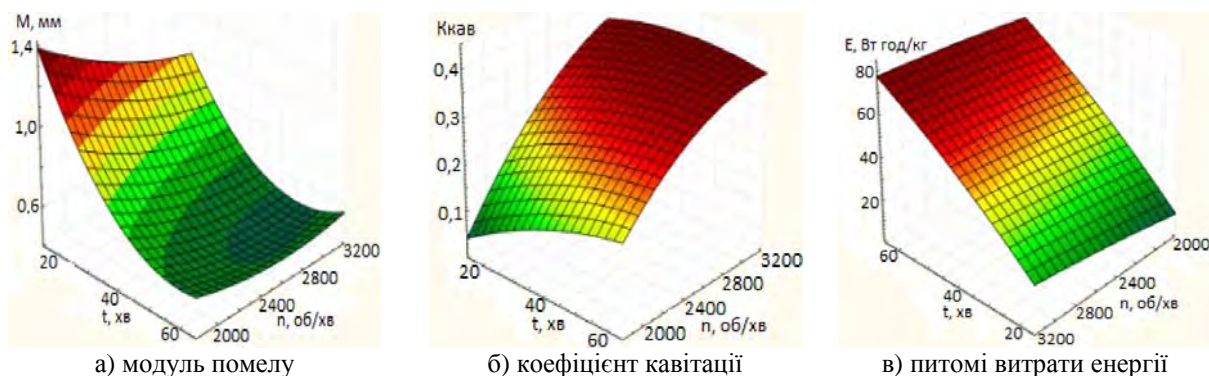


Рисунок 3 – Залежність критеріїв оптимізації від тривалості оброблення при заданій частоті обертання ротора диспергатора для кормової суміші: зерно ячменя + вода (1:3)

Рівняння регресії залежності модулю помелу ( $M$ ), коефіцієнту кавітації ( $K_{кав}$ ) та питомих витрат енергії ( $q$ ) від тривалості оброблення ( $t$ ) при заданій частоті обертання ротора диспергатора ( $n$ ) для кормової суміші: пивна дробина + вода (1:2) має такий вигляд:

$$\begin{aligned} M &= 5,119 - 0,031x - 0,0023y + 0,0001x^2 + 4 \cdot E^{-6}xy + 3,8667 \cdot E^{-7}y^2; \\ K_{кав} &= -0,075 - 0,0001x + 0,0003y + 6,25 \cdot E^{-5}x^2 - 2,25 \cdot E^{-6}xy - 2 \cdot E^{-8}y^2; \\ q &= 120,9 + 0,0615x - 0,1029y - 0,0038x^2 + 0,0004xy + 2,15 \cdot E^{-5}y^2. \end{aligned} \quad (2)$$

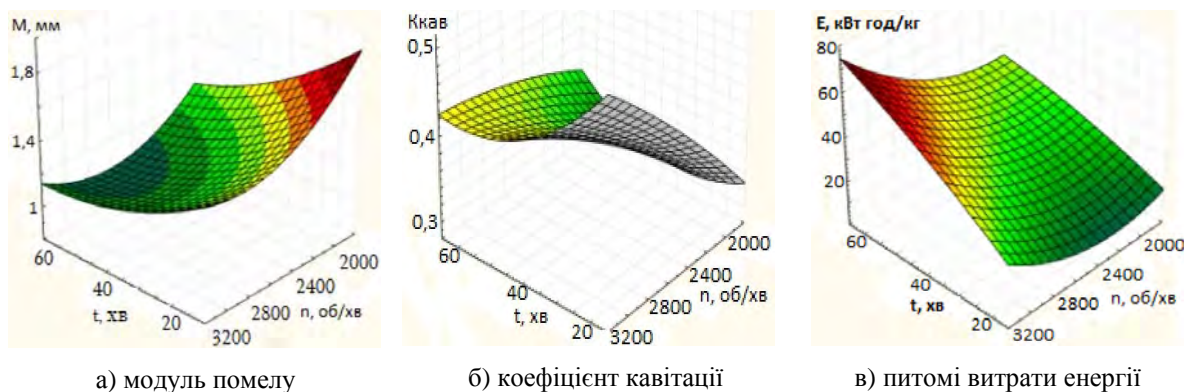


Рисунок 4 – Залежність критеріїв оптимізації від тривалості оброблення при заданій частоті обертання ротора диспергатора для кормової суміші: пивна дробина + вода (1:2)

Рівняння регресії залежності модулю помелу ( $M$ ), коефіцієнту кавітації ( $K_{кав}$ ) та питомих витрат енергії ( $q$ ) від зміни часу оброблення ( $t$ ) та температури кормової суміші: зелена маса + пивна дробина + зерно ячменя (2:2:1) + вода (1:3) має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} M &= 1,35 - 0,04x + 0,028y + 0,0004x^2 - 9,225 \cdot E^{-5}xy - 0,0002y^2; \\ K_{кав} &= 0,517 - 0,0052x - 0,0027y + 4,834 \cdot E^{-5}x^2 + 1,81 \cdot E^{-5}xy + 3,07 \cdot E^{-5}y^2; \\ q &= -3,45 \cdot E^{-11} + 0,938x + 2,76 \cdot E^{-12}y - 2,26 \cdot E^{-14}x^2 + 7,101 \cdot E^{-14}xy - 5,54 \cdot E^{-14}y^2. \end{aligned} \quad (3)$$

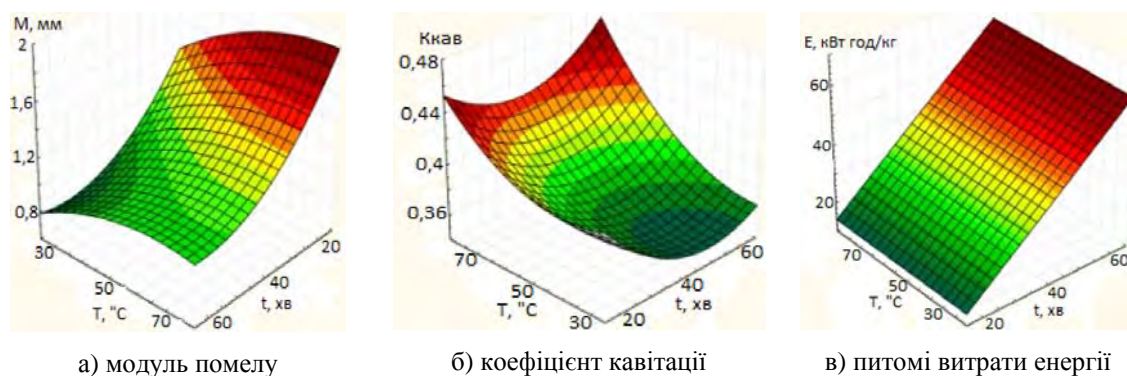


Рисунок 5 – Залежність критеріїв оптимізації від тривалості оброблення та температури для кормової суміші: зелена маса + пивна дробина + зерно ячменя (2:2:1) + вода (1:3)

Для знаходження оптимальних значень частоти обертання ротора удосконаленого диспергатора та тривалості процесу оброблення вирішено компромісну задачу пошуку оптимальних значень досліджуваних факторів на параметри оптимізації. Умова компромісної задачі має вигляд:

$$\begin{cases} M(t, n) \rightarrow \min; \\ q(t, n) \rightarrow \min; \\ 20 \leq t \leq 60; \\ 2000 \leq n \leq 3000; \\ T \leq 60; \\ K_{кав} \leq 1. \end{cases}$$

Вирішуючи цю систему з використанням програмного пакету Mathematica, визначено діапазон оптимальних значень показників: частота обертання ротора диспергатора  $n = 2810 \dots 2960$  об/хв. при тривалості робочого процесу подрібнення

$t = 24...28$  хв. При цих параметрах температура суміші ( $T$ ) не перевищує  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Результати досліджень приведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Критерії оптимізації для різних кормових сумішей при оптимальних значеннях режимів роботи удосконаленого роторно-кавітаційного диспергатора

Кормосуміш	зерно ячменя + вода (1:3)	пивна дробина + вода (1:2)	зелена маса гороху + пивна дробина + зерно ячменя (2:2:1) + вода (1:3)
Модуль помелу $M$ , мм	0,735...0,628	1,293...1,241	1,437...1,349
Коефіцієнт кавітації $K_{\text{кав}}$	0,454...0,488	0,492...0,497	0,390...0,388
Питомі витрати енергії $q$ , Вт·год/кг	32,58...38,65	27,78...36,59	22,51...26,25

Аналіз рівнянь (1-3) та побудованих на їх основі поверхонь відгуку (рис. 3-5) дозволяє наочно оцінити кількісний внесок кожного з досліджуваних факторів і визначити їх оптимальне значення.

**Висновки.** За результатами експериментальних досліджень робочого процесу подрібнення (диспергації) компонентів кормових сумішей на базі рідкого середовища:

- отримано математичні моделі другого порядку, які адекватно описують робочий процес диспергації компонентів кормової суміші, та проведено їх аналіз;

- визначено оптимальні режими роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора: частота обертання ротора  $n=2810...2960$  об/хв. при тривалості робочого процесу  $t = 24...28$  хв.

## Список літератури

1. Промтов. М. А. Перспективы применения кавитационных технологий для интенсификации химико-технологических процессов // Вестник ТГТУ. – 2008. – Том 14. – № 4. – С. 861-869.
2. Скрыль И. И. Кавитационная технология и оборудование для производства жидких кормов [Интернет ресурс] / И. И. Скрыль, А. Н. Ковальчук // Материалы международной заочной научной конференции «Проблемы современной аграрной науки», 15 октября 2011 г. / Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск. – КГАУ, 2011. – Режим доступа: <http://www.kgau.ru/img/konferenc/2011/d3.doc>.
3. Использование технологий гидродинамического кавитационного диспергирования для производства пастообразных питательных кормов для животных : инновационный проект [Интернет ресурс] / ООО «НПП ЭКО-БИОН», ООО «БАСМ». – Воронеж, 2012. – Режим доступа: <http://alltrend.ru/component/content/article/43-selskohozyajstvennoe-proizvodstvo/63-proizvodstvo-kormov-dlya-zhivotnyh.html>
4. Пат. 74084 Российская Федерация, МПК В06В1/20. Кавитационный гидроударный диспергатор [Текст] / Мозговой В. Г., Алтухов А. М.; заявитель и патентообладатель Мозговой В. Г., Алтухов А. М. – № 2008107489/22; заявл. 26.02.08; опубл. 20.06.08, Бюл. № 17. – 3 с.
5. Кормоприготовительные агрегаты серии «Мрия» [Интернет ре-сурс] / Общество с ограниченной ответственностью Научно-Производственный Внедренческий Центр Академии Инженер-ных Наук Украины // Официальный сайт ООО НПЦ АИНУ. – Режим доступа : <http://agrokorm.info/ru/kormoagregat/1/>
6. Шевченко І. А. Аналіз конструкцій технічних засобів для виробництва високозасвоєваних кормів / І. А.Шевченко, В. М. Павліченко, В. В. Лиходід, В. М. Забудченко // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» - Вип. 43.-Ч.1.-Кіровоград: КНТУ, 2013.- С.179-184.
7. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
8. ГОСТ 13496.8-72. Комбикорма. Методы определения крупности размола и содержания неразмолотых семян культурных и дикорастущих растений; введ. 01.01.73; с Изм. № 1, 2, 3, 4. – 68 с.

9. Шаршунов В. А. Методика определения ударного давления кавитационных пузырьков в роторном измельчителе - диспергаторе // В. А. Шаршунов, А. В. Червяков, П. Ю. Крупенин // Вестник Могилевского государственного университета продовольствия. –2011. – № 2. – С. 67–72.
10. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. / В.Боровиков. - 2-е изд. (+CD). - СПб.: Питер, 2003. - 688 с.: ил.

**Valentina Pavlichenko, Viktor Lykhodid, Pavel Lutz, Andrey Sichkar, Sergii Doruda**

*Zaporozh'ye research center of Mechanization of animal husbandry, Zaporozh'ye*

**Justification of optimal operating modes of advanced design rotary cavitation dispersant during the grinding plant feed**

Justification of optimal operating modes of created improved sample of rotary cavitation dispersant during the grinding plant feed.

Presented the results of experimental studies of the process of grinding (dispersion) component of feed mixtures and displays the optimum combination of factors that significantly affect the optimization criteria. Obtained mathematical models of the second order, which adequately describe the process of dispersion component of feed mixture. Proved optimal modes of advanced sample of rotary cavitation dispersant and established their influence on the quality and energy performance of working crushing process plant feed at a variety of their composition.

The results of experimental research is the foundation for further improvement work of the existing structures of dispersants of similar purpose.

**plant foods, rotary-cavitation dispersant, an improved sample, grinding, optimal modes, justification**

Одержано 29.09.14

**УДК 620.193.95**

**І.С. Павлюченко, асист.**

*Миколаївський національний аграрний університет*

## **Дослідження ефекту самозагострення монометалевих і зміцнених двушарових лез прорізаючого робочого органу**

Наведено проблему забезпечення підвищення надійності агрегатів прямого посіву. Розглянуто використання різних видів зміцнення лез прорізаючого робочого органу. Визначено методику дослідження процесу зношування. Наведено результати випробування дослідних зміцнених зразків зубів прорізаючого робочого органу. Охарактеризовано умови досягнення явища самозагострення лез.

**зношування, зміцнення, лезо, експлуатація, самозагострення, затуплення**

**И.С. Павлюченко, ассист.**

*Николаевский национальный аграрный университет*

## **Исследование эффекта самозатачивания монометаллических и укрепленных двушаровых лезвий прорезающего рабочего органа**

Приведена проблема обеспечения повышенной надежности агрегатов прямого посева. Рассмотрено использование различных видов укрепления лезвий прорезающего рабочего органа. Определена методика исследования процесса износа лезвий прорезающего рабочего органа. Приведены результаты испытания опытных упрочненных образцов зубов прорезающего рабочего органа. Охарактеризованы условия достижения явления самозатачивания лезвий.

**износ, укрепление, лезвие, эксплуатация, самозатачивание, затупление**

© І.С. Павлюченко, 2014

**Постановка проблеми.** В останній час все більшого поширення в сільському господарстві набувають енергозберігаючі технології. Так, в практиці польових ґрунтообробних і посівних робіт знаходять розповсюдження технології проведення посіву при мінімальній попередній обробці ґрунту або прямого посіву без попереднього обробітку і підготовки поля. Однак ефективне впровадження таких енергозберігаючих технологій потребує розробки нових конструкцій технічних засобів для їх реалізації, які б за один прохід реалізовували весь комплекс необхідних операцій.

Однак ускладнення робочих органів ставить нові вимоги до забезпечення їх надійності, як функціонально об'єднаних технічних об'єктів. Нові вимоги стосовно надійності потребують і нових підходів до вирішення проблем на основі системного аналізу, що робить проведення досліджень в даному напрямку своєчасним і актуальним.

**Аналіз останніх досліджень.** На сьогодні відома достатньо велика кількість технічних рішень направлених на підвищення надійності окремих деталей і вузлів сільськогосподарських машин [1-5]. Однак, бракує підходів, де б розглядалися проблеми надійності на основі системного аналізу складної техніки.

В той же час, в практиці інших галузей промисловості відомі позитивні результати вирішення подібних проблем. Так, завдяки гнучкій елементній базі є приклади конструктивних підходів до підвищення надійності систем, що реалізовані в радіоелектроніці [6], енергетиці [7,8], комп'ютерній техніці [9] і т.д.

Завдяки фундаментальним дослідженням розроблені математичні основи до вирішення проблем надійності складної техніки на стадії її проектування [10-16]. Однак механічні системи відрізняються специфічними умовами експлуатації, видами навантажень і можливостями конструктивних рішень.

Таким чином, тенденція ускладнення сільськогосподарських машин потребує новітніх підходів до вирішення проблеми забезпечення їх надійності з урахуванням вказаної специфіки і особливостей умов експлуатації, а також виявленням видів і особливостей формування відмов.

**Постановка завдання.** Прорізаючий робочий орган працює не тільки у відносно абразивному середовищі яким є ґрунт, але також і в контакті з рослинною масою біологічного походження. Для ефективного руйнування залишок стебел і кореневої системи рослин необхідним є створити умови його перерізання при мінімальних енергетичних витратах. Цій умові відповідає процес руйнування волокнистих матеріалів ковзаючим різанням.

Так, як фізично лезо є концентратором напруг при руйнуванні матеріалів, то суттєвою вимогою до ефективної його роботи є гострота (товщина ріжучої кромки). Для підтримання необхідної гостроти в умовах взаємодії з рослинною масою перемішаною з ґрунтом необхідна висока зносостійкість лез. Практичному втіленню можливостей підвищення довговічності лез робочих органів сільськогосподарського призначення присвячено багато робіт [16-23]. Частина з них направлена на досягнення ефекту самогострення лез [16, 18, 21]. Однак ефект самогострення може проявитися тільки при певних умовах раціонального співвідношення геометричних параметрів лез і зносостійкостей основного та наплавленого зміцнюючого матеріалів. Таким чином, в кожному конкретному випадку забезпечення довговічності ріжучих робочих органів, для досягнення їх самогострення необхідне проведення додаткових досліджень.

**Виклад основного матеріалу.** Виходячи з того, що ефект самогострення залежить від ряду факторів, вплив яких повністю врахувати теоретично і передбачити апіорі не представляється можливим, для експериментальних досліджень готується декілька зразків зміцнених зубів зубчатого колеса, що забезпечують прокладання смуги в ґрунті і додаткове руйнування стебел при проходженні робочих органів сошникової групи. В якості матеріалів зміцнення вибирають різні види прогресивних сучасних

зносостійких матеріалів, які можуть бути нанесені технологічними методами, що реалізуються в рядовому виробництві.

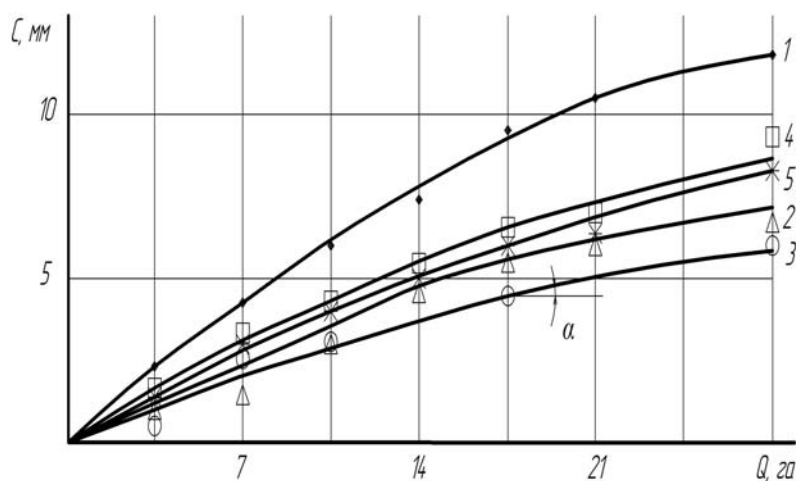
Дослідження ефекту самозагострення виконувались на полях навчального господарства «Великоснітинське» Національного університету біоресурсів і природокористування України в Київській області, Фастівського району. Загальний вигляд прорізаючого робочого органу із встановленими зміцненими зубами представлено на рис. 1.



Рисунок 1 – Загальний вигляд експериментального зубчастого прорізаючого робочого органу

Контроль і заміри параметрів ріжучої частини зубів дозволили отримати необхідні статистичні дані для вивчення динаміки зміни форми лез, виготовлених з різних зносостійких матеріалів або отриманих відповідними методами їх зміцнення.

Графіки впливу наробітку на лінійне зношування ріжучої частини при різних видах наплавки, в порівнянні з монометалевими лезами, представлені на рис. 2.



- 1 - монометалеве без зміцнення сталь 65Г;
- 2 - ручна дугова наплавка Т-590;  $\Delta > 0,3$  мм;
- 3 - ручна дугова наплавка Т-590;  $\Delta \leq 0,3$  мм;
- 4 - аргоно-дугова наплавка «Сормайт»;
- 5 – газополум'яна наплавка ПРС-4

Рисунок 2 – Динаміка лінійного зношування лез зубчастого робочого органу

З графіків (рис. 2) видно, що інтенсивність лінійного зношування дорівнює:

$$I_c = \operatorname{tg} \alpha .$$

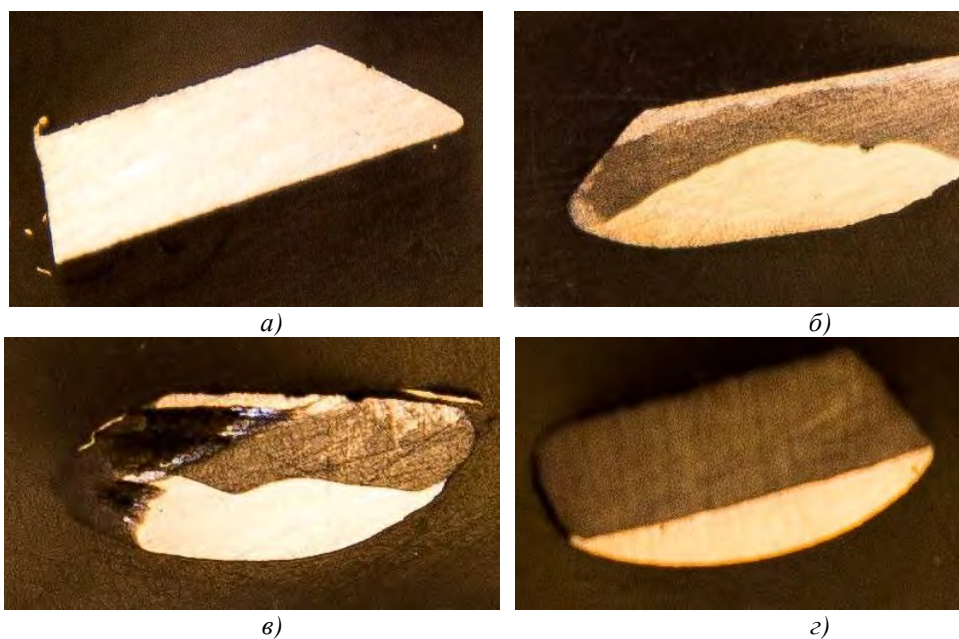
Таким чином, тангенс кута нахилу графіка на ділянці самозагострення лез може характеризувати зносостійкість, а значить і можливу довговічність зміцнених двушарових лез, що реалізують ефект самозагострення.

Так, для зразків зміцнених електродом Т-590, що показали найкращий результат, інтенсивність лінійного зношування на ділянці стабілізації близька до  $I_n = 0,07 \text{ мм/га}$ . При ширині наплавленого шару в 20 мм, який відносно легко наноситься ручною дуговою наплавкою, наробіток до зняття експлуатації може досягнути  $Q = 296 \text{ га}$  (~300 га). В порівнянні з монометалевими зубами із сталі 65Г з наробітком до кінця експлуатації в 80 га при допустимих двох переточках, виграш в довговічності досягає 3,7 рази.

Дослідженням встановлено, що прямолінійні ділянки лінійного зношування при зміцненні зубів спостерігаються також при нанесенні аргоно-дуговим способом «Сормайту» (графік 4). Однак, самозагострення досягається при товщині наплавки ~ 0,4 мм після напрацювання лезом  $Q=17 \text{ га}$ . Цей результат менш прийнятний для виконання функцій руйнування ґрунту зубчастим робочим органом ніж попередній, отриманий наплавкою електродом Т-590, де товщина ріжучої кромки складала  $2\rho \sim 0,3 \text{ мм}$  і досягалася при наробітку  $Q \sim 10 \text{ га}$ . Крім того, нахил графіка для наплавки «Сормайтом» дещо більший ніж для електроду Т-590, що вказує на більш високу інтенсивність його лінійного зношування.

Проміжне значення по зносостійкості між «Сормайтом» і електродом Т-590 займає газополум'яна наплавка матеріалом ПРС-4 (графік 5). Параметри стабілізації профілю леза для цієї наплавки практично такі ж, як і для «Сормайту», однак сам зміцнюючий матеріал за зносостійкими властивостями дещо кращий.

Наукову і практичну цінність в доповнення отриманим залежностям динаміки зношування лез представляє аналіз попереднього їх фізичного стану. Макрошліфи поперечних перерізів лез приведені у вигляді фотографій на рис. 3.



а) монометалеве сталь 65Г; б) наплавка електродом Т-590 (світле поле);  
в) наплавка «Сормайт» (світле поле); з) наплавка сплавом ПРС-4 (світле поле)

Рисунок 3 – Формування профілей лез в процесі зношування

Нове монометалеве лезо (рис. 3,а) має завершену геометричну форму ріжучої частини у вигляді клину.

Наплавка леза електродом Т-590 показує можливу недосконалість ручного методу нанесення покриття (рис. 3,б), як видно із фотографії наплавки нанесення не

доходить до вершини кута заточки леза. Неточність виготовлення може привести до зношування їх як звичайних монометалевих.

Наплавка «Сормайтом» (рис. 3, в) показує більш високу точність нанесення зносостійкого шару по товщині в порівнянні з електродом Т-590, але з представленого зображення видно, що зносостійкий шар не доходить і не формує з самого початку ріжучу кромку. Такий же недолік, але при більшій нерівномірності покриття, має наплавка ПРС-4 (рис. 3, з).

З представлених знімків стає очевидним необхідність винесення операції заточування або додаткового підточування лез як таку, що завершує їх підготовку до експлуатації і виконується після нанесення зносостійких покриттів.

**Висновки.** Таким чином, стабілізація профілю зміцненого леза на рівні товщини нанесеного зносостійкого шару є необхідною, але недостатньою умовою для збереження самозаточування протягом значного періоду експлуатації. Довговічність при самогостренні залежить від лінійного зношення лез, яке для композиції матеріалів сталь Ст.5 + ручна дугова наплавка електродом Т-590 має найменше значення. Інтенсивність лінійного зношування для вказаного зміцненого леза не перебільшує  $I_d = 0,07$  мм/га, що в умовах безаварійного періоду експлуатації підвищує довговічність зубів у 3,7 рази.

## Список літератури

1. Огрызков Е. П. О влиянии абсолютной влажности почвы на износ лемехов / Е. П. Огрызков // Сельхозмашина, 1955. – № 6. - С. 34-37.
2. Рабинович А. Ш. Самозатачивающиеся плужные лемехи и другие почворежущие детали машин / А. Ш. Рабинович. – М. : БНТИ ГОСНИТИ, 1962. - 106 с..
3. Рабинович А. Ш. Метод определения давления почвы на стабилизированный профиль лезвия / А. Ш. Рабинович // Сб. работ ВИМ. – М., 1959. – Вып. 11. - С.78-82.
4. Ткачев В. Н. Износ и повышение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин / В. Н. Ткачев. – М. : Машиностроение, 1964. – 167 с.
5. Ткачев В. Н. Работоспособности деталей машин в условиях абразивного изнашивания / В. Н. Ткачев. – М. : Машиностроение, 1995. – 264 с.
6. Леонтьев Л. П. Введение в теорию надежности радиоэлектронной аппаратуры / Л. П. Леонтьев. - Рига. : АН ЛССР, 1963. - 189 с.
7. Дж. Эндрени Моделирование при расчетах надежности на электроэнергетических системах / Дж. Эндрени. - М. : Энергоатомиздат, 1983. - 333 с.
8. Руденко Ю. Н. Надежность систем энергетики / Ю. Н. Руденко, И. А. Ушаков. - М. : Наука, 1986. - 253 с.
9. Ушаков И. А. Вероятностные модели надежности информационно-вычислительных систем / И. А. Ушаков. - М.: Радио и связь, 1991. - 123 с.
10. Нечипоренко В. И. Структурный анализ систем (Эффективность и надежность) М. : Советское радио, 1977. - С. 214.
11. Нечипоренко В. И. Структурный анализ и методы построения надежных систем / В. И. Нечипоренко. - М. : Советское радио, 1968.
12. Ушаков И. А. Эффективность функционирования сложных систем / И. А. Ушаков // Сб. «О надежности сложных технических систем». - М. : Советское радио, 1966.
13. Ушаков И. А. Инженерные методы расчета надежности / И. А. Ушаков. - М. : 1970. - 91 с.
14. Ушаков И. А. Курс надежности технических систем / И. А. Ушаков. - М. : Дрофа, 2008. - 240 с.
15. Ушаков И. А. Методы решения простейших задач оптимального резервирования при наличии ограничений / И. А. Ушаков. - М. : Советское радио, 1969. - 177 с.
16. Леонтьев Л. П. Надежность технических систем / Л. П. Леонтьев. - Рига. : Знание. - С. 265.
17. Бойко А. И. Исследование и обоснование параметров режущего инструмента высокой стойкости для погрузчиков силоса и грубых кормов: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: 05.20.03 " Технологии и средства техн. обслуживания в сел. хоз-ве" / А. И. Бойко. - М., 1981. - 19 с.
18. Резник М. Б. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / М. Б. Резник. - М. : Машиностроение, 1975. - 311 с.
19. Ткачев В. Н. К вопросу самозатачивания измельчающих ножей силосоуборочного комбайна / В. Н. Ткачев, В. Д. Власенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1970. - №8. - С. 32-33.

20. Дащишин А. В. Исследование процессов резания стебельчатых материалов и обоснование способов повышения долговечности ножей кормоизмельчающих машин: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / А. В. Дащишин. - К., 1973. - 18 с.
21. Руденко Н. Е. Износостойкость режущего аппарата жатвенных машин при уборки тросика / Н. Е. Руденко // В сб.: Повышение износостойкости и долговечности режущих элементов с.-х. машин. - Минск, 1967.
22. Рабинович А. Ш. Анализ изнашивание и самозатачивания силосорезных ножей / А. Ш. Рабинович, Л. А. Буренко. // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. - №7.
23. Прижко В. М. Підвищення довговічності ножів кормоподрібноувачів / В. М. Прижко, О. Н. Сопол // Вісник сільськогосподарської науки. – 1973. - №2.

**Irina Pavlyuchenko**

*Nikolaev National Agrarian University*

**Study of the effects the self sharpening monometallic and strengthened two stratum blades working bodies**

The aim is to study the reliability of direct sowing seeders and self sharpening effect monometallic and reinforced double-layer blades cutting through the working body.

Research and wear blunt blades cutting through the working body drills conducted on the basis of educational management. The survey provided the characteristic types and causes of failures of business seeders direct sowing. Defined relationship between blunt and self-sharpening blades working body. Schedules dynamics wear different types of blades and their results matched the best material for surfacing hardening effect self sharpening blades. Depicted forming monometallic profiles and dual-layer reinforced blades working body during wear. Characterized sharpening blades need to exploitation.

According to experimental data determined in the same way that longevity depends exacerbation of linear wear blades that for steel material composition Steel 5 + manual arc surfacing electrode T-590 has the smallest value.

**wear, strengthening, blade, working, self-sharpening, blunting**

Одержано 04.11.14

**УДК 6.31**

**В.І.Рубльов, проф., д-р техн. наук, В.Д.Войтюк, доц., д-р техн. наук, В.Є. Рубльов**  
*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ*

## **Нормативно-методичне забезпечення оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки**

Технічний сервіс – важливий етап життєвого циклу сільськогосподарської техніки. По строкам його використання він супроводжує весь період експлуатації техніки, нормований 8-10 років. Це перевищує тривалість її виробництва у сотні разів. Звідси, якість технічного сервісу має пріоритетне значення у процесах його виконання. Обґрунтовані напрями виконання оцінки технічного стану техніки. Наведені приклади реалізації методичного забезпечення оцінки якості техніки при технічному сервісі у сучасний період і у майбутньому.

**технічний сервіс, сільськогосподарська техніка, нормативні документи, методичні документи, оцінка, якість**

**В.И.Рублёв, проф., д-р технических наук, В.Д.Войтюк, доц., д-р техн. наук, В.Е Рублёв**  
*Национальный университет биоресурсов и природоиспользования Украины, г. Киев*

**Нормативно-мтодическое обеспечение оценки качества технического сервиса сельскохозяйственной техники**

Технический сервис –важный этап жизненного цикла сельскохозяйственной техники. По срокам службы его использования он сопровождает весь период эксплуатации техники, нормированный на 8-10 лет. Это превышает длительность её производства в сотни раз. Отсюда качество технического сервиса имеет приоритетное значение в процессах его осуществления. Обоснованы направления выполнения оценки технического состояния техники. Представлены примеры осуществления методического обеспечения оценки качества техники при техническом сервисе в современный период и в будущем.

**технический сервис, сельскохозяйственная техника, нормативные документы, методические документы, оценка, качество**

**Постановка проблеми.** Вимоги до технічного сервісу, як обов'язкової послуги, повинні бути сформульовані для усіх стадій життєвого циклу техніки з моменту її продажу. По тривалості своєї дії технічний сервіс охоплює 8-10 нормованих років експлуатації сільськогосподарських машин. В той же час, існуючий міждержавний стандарт ГОСТ 15.001-88 [1] не передбачає нормування вимог до експлуатації техніки. Перелік експлуатаційних документів, які рекомендуються ГОСТ 2.601-95 [2] для їх розробки, не передбачають регламентацію дій по оцінці якості техніки в процесі експлуатації. До них відносяться:

- керівництво щодо експлуатації;
- інструкція по монтажу, пуску, регулюванню і обкатці;
- формуляр;
- паспорт;
- етикетка;
- каталог деталей і складальних одиниць;
- норми витрат запасних частин;
- норми витрат матеріалів;
- відомість комплекту запасних частин, інструменту і приладів (ЗІП);
- учбово-технічні плакати;
- відомість експлуатаційних документів.

У наведених нормативних документах доцільно розглядати перелік контролюємих складових частин машин і деталей, показників і параметрів з урахуванням їх значущості.

**Проблема.** Вищевказане визначає проблему удосконалення номенклатури конструкторської документації і її реалізації при розробці нормативних документів для персоналу при контролі технологічних процесів технічного сервісу, і їх наслідок – якість технічного стану сільськогосподарської техніки. При цьому якість технічного стану сільськогосподарської техніки доцільно розглядати як показник якості її технічного сервісу. Значну їх складову містять питання контролю якості [3].

#### **Аналіз останніх досліджень.**

В роботі [4] вказується на доцільність доробки наступної документації з використанням контролю якості послуг:

- керівництво по експлуатації;
- формуляр;
- паспорт;
- етикетка;
- учбово-технічні плакати.

В той же час, ГОСТ 2.605 ЕСКД [5] встановлює вимоги до учбово-технічних плакатів. Як конструкторські документи, вони містять в узагальненій формі інформацію про конструкцію виробу, принципи дії, прийоми використання, технічний сервіс, галузі технічних знань і інші технічні дані з необхідним ілюстративним матеріалом. Учбово-технічні плакати призначені для вивчення конкретної теми в процесі навчання і роботи персоналу при експлуатації виробу, наприклад:

- а) конструкції, принципів дії, прийомів використання і технічного сервісу виробу;
- б) технологічних процесів;
- в) галузей технічних знань.

В цілому плакат повинен надати уяву закінченої одиниці графічно-текстової інформації, яка дозволить розкрити споживачу суть об'єкту. Як правило, один плакат може бути присвячений будові виробу (функціональної частині) і/або принципу його роботи, технології виконання деяких робіт, різним схемним рішенням, деяким питанням конструктивного рішення вузла сільськогосподарської машини. При цьому ціль плакату – не звичайне розміщення деяких даних, а підвищення наочності інформації і ефективності процесу вивчення об'єкту.

**Мета роботи.** Пристосувати учбово - технічні плакати, як експлуатаційний документ, для забезпечення ефективності навчання персоналу оцінці якості сільськогосподарської техніки і виконання її технічного сервісу.

**Задачі:** Виконати аналіз видів контролю якості сільськогосподарської техніки.

1. Визначитися з питомою значущістю і споживчими властивостями контролюємих показників.

2. Визначити методичну і інструментальну забезпеченість оцінки якості сільськогосподарської техніки.

4. Обґрунтувати принципи розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки.

5. Навести напрями розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки.

6. Навести приклади реалізації розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки і, як наслідок, оцінці її якості.

**Методика роботи.** При обґрунтуванні методичної документації і номенклатури видів оцінки якості технічного стану сільськогосподарської техніки і її технічного сервісу використовували метод інформаційного пошуку і морфологічного аналізу [6, 7]. Для цього використовується матриця у виді таблиці з графами (табл. 1), у яких вказуються види оцінки якості. На основі їх переліку встановлюються напрями розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки і приклади їх реалізації.

**Результати досліджень.** При виконанні досліджень здійснювався аналіз нормативної документації щодо вимог на виготовлення сільськогосподарської техніки. У якості джерел використані державні і міждержавні стандарти і технічні вимоги на виготовлення сільськогосподарських машин. Вони були згруповані по призначенню у наступні групи: плуги, культиватори, сівалки, кормозбиральні машини, зернозбиральні комбайни, автомобілі і причепи. Групи машин вказані по горизонтальній строчці матричної табл. 1.

Таблиця 1 – Питомий обсяг, видів вхідного контролю сільськогосподарської техніки, %

Види контролю	Найменування машин							
	плуги	культиватори	сівалки	кормозбиральні	зернозбиральні	трактори	автомобілі	причепи
1.Органолептичний	70,0	95,0	83,2	85,5	87,0	95,0	93,0	86,3

Продовження таблиці 1

2.Вимірювальний по показникам	30,0	5,0	16,8	14,5	13,0	5,0	7,0	13,7
2.1.Геометричні	20,0	1,5	10,6	8,0	8,2	3,5	3,0	7,4
2.2.Товщина покриття	1,0	0,75	1,7	0,5	0,6	0,5	0,5	2,1
2.3.Твердість	4,5			0,3	0,3			
2.4.Зусілля затягання	1,0	0,5	0,8	2,85	1,2		1,25	4,2
2.5.Биття	1,0	1,0	1,7	0,9	1,2			
2.6.Монтажо-придатність	2,0	0,25			0,3		0,75	
2.7. Інші	0,5	1,0	2,0	1,25	1,2	1,0	1,5	

Примітка. До інших показників для конкретних машин відносяться дисбаланс, тиск у колесах і пневмосистемі, люфт, неспіввісність, маса, стан електроустаткування, шум, швидкість обертання, вміст газів, диму і пилу, працездатність.

У вертикальному стовпчику вказані групи найбільш розповсюджених видів контролю, що використовуються при оцінці технічного стану машин. Вони поділені на дві групи контролю:

1. Органолептичний:
  - 1.1.Візуальний
  - 1.2.Дотикання
  - 1.3.Антропометрический
  - 1.4.На дотик
  - 1.5. На запах.
- 2.Вимірювальний по показникам
  - 2.1. Геометричні.
  - 2.2.Товщина покриття.
  - 2.3.Твердість.
  - 2.4.Зусілля затягання.
  - 2.5.Биття.
  - 2.6.Монтажопридатність.
  - 2.7. По зразку.
  - 2.8. Інші

Контроль по номенклатурі контрольованих властивостей (табл.1) в основному зводиться, як показав аналіз технічних умов і вимог на виготовлення, до оцінки зовнішньо-видових показників (до 70-95 %), вимірювання геометричних параметрів і механічних властивостей (до 5-30%).

Оцінка макро- і мікроструктури (металографічні дослідження), макро- і мікрогеометрії, контроль функціональних властивостей і спеціальний контроль передбачається в найменшій мірі. При входному контролі на підприємствах технічного сервісу найбільш розповсюджений контроль сполучень (зазори, величина люфту, співвісність, рухливість), монтажопридатності (збирання, трудомісткості, необхідності підгінних робіт і інші), взаємозамінності і моменту затягування нарізних сполучень [8].

Серед перерахованих видів спеціального контролю найбільш трудомістким є контроль монтажопридатності, який вимагає спеціально обладнаного приміщення й, в основному, здійснюється на підприємствах матеріально-технічного забезпечення, що мають цехи доскладання при продажному обслуговуванні.

Оцінка зовнішньо видових показників, не вимагаючи спеціального устаткування, дозволяє визначити значну номенклатуру показників якості, у тому числі: стан упакування; якість маркування; комплектність виробів; відповідність вимогам безпеки; стан лакофарбових і металевих покриттів; якість зварювання; якість доскладання машин.

Для оцінки перелічених показників, цілісності машини і визначення наявності деформації її складових частин у процесі технічного сервісу, поряд з існуючою нормативно-технічною документацією, доцільно розробити методичні положення, наочні приладдя й еталони.

Оцінка геометричних показників в основному здійснюється лінійно-кутовими вимірами. Номенклатуру геометричних показників складають наступні контрольовані ознаки: довжина, висота, ширина, товщина стінок пустотілих виробів, форма поверхонь, взаємне розташування поверхонь, макро- і мікрогеометрія, зазори, биття і інші.

Оцінка механічних властивостей визначається різноманіттям видів механічних іспитів і методів. Механічні властивості оцінюються при статичних, динамічних і технологічних іспитах, іспитах на твердість, витривалість, жароміцність, повзучість і зносостійкість.

При оцінці довговічності СГТ важливим показником є як витривалість, так і зносостійкість її складових частин. Для оцінки зносостійкості з урахуванням конкретних умов і характеру руйнувань маєтись безліч різноманітних методів іспитів. Однак, усі ці методи не повною мірою забезпечують рішення задач по оцінці зносостійкості повномірних деталей, сполучень як поза складом, так і в складі повнокомплектної машини. Відповідно до розробленої класифікації ці методи групуються за умовами іспитів, застосовуваному устаткуванню, по виду випробуваного об'єкту, а також виду оцінки зносу і характеру руйнувань.

Те ж саме відноситься і до оцінки витривалості повномірних деталей з недостатньою довговічністю. У більшості випадків оцінка витривалості здійснюється на зразках, на яких не визначається вплив конструктивних форм деталей.

Дослідження видів контролю при оцінці технічного стану сільськогосподарської техніки при технічному сервісі вказують доцільність їх виконання в першу чергу по показникам якості, які оцінюються органолептичними методами. Вони виконуються без використання інструментального забезпечення, але вимагають розробку методичної документації. Вона повинна бути узгодженою як нормований документ у зацікавлених сторін: виробника (постачальника), виконавця технічного сервісу з одного боку і, з іншого боку, у споживача техніки при купівлі, або послуг при технічному сервісі.

Традиційно для таких цілей використовуються нормативні документи у види методичних положень, учбово-технічних плакатів, наочних посібників. У провідних світових фірмах використовуються ручні довідники (hand-book). Як приклад, наведений зразок фрагментів учбово-навчальної методики контролю якості фарбового покриття при оцінці технічного стану сільськогосподарської техніки у процесі її виготовлення і технічного сервісу. Він може використовуватися як основа для розробки нормативно-методичного забезпечення оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки.

Якість лакофарбового і металевого покриття контролюють за параметрами, наведеними у ГОСТ 9.032—74 [9] на відповідність вимогам до них [10].

При візуальній оцінці якості покриття використовують такі засоби:

- лезо бритви з товщиною окрайки 0,05—0,13 мм у тримачі будь-якого типу або скальпель з кутом заточування різальної частини 20—30°. Допускається застосовувати одно- або дволезові ножі з товщиною окрайки 0,05—0,13 мм;
- шаблон з пазами, розміщеними на відстані 1, 2 або 3 мм один від одного, або лінійку металеву;

- пензль волосяний, плоский, м'який, шириною не менше 10 мм, довжина ворсу не менше 15 мм;
- тканину бавовняно-паперову чорну і білу за ГОСТ 7617—77;
- контрольний зразок для оцінки блиску покриття;
- зразки кольорів або картотеку зразків (еталонів) кольору лакофарбових матеріалів (табл. 2).

Для оцінки якості захисних покриттів необхідно обирати деталі і складові одиниці, по яких можна зробити висновок про якість покриття машини в цілому. Візуально зовнішній вигляд покриття оцінюють неозброєним оком з гостротою зору 1—0,8 і нормальним кольоровідчуттям при освітленості виробу не менше 300 лк на відстані 0,3 м від об'єкту огляду. Норми штучної освітленості приймають за СНиП II-A.9.71.

Зовнішній вигляд покриття необхідно контролювати за стандартними еталонами або зразками, форму, розмір і зовнішній вигляд яких треба погоджувати із замовником.

Перед оглядом необхідно очистити поверхню від забруднень. Руйнування (відшарування, розклеювання, зруби) оцінюють за площею зруйнованого покриття і за розмірами руйнування. Площа руйнування допускається не більше 5 % пофарбованої поверхні.

Адгезію необхідно визначати за методом решітчастих надрізів (ГОСТ 15140—78) [11] не менше ніж у 10 точках на деталях або складових одиницях виробу, що мають найбільше руйнування. За загальний бал для всього виробу приймають найгірший показник, але не менше ніж на двох деталях або складових одиницях.

Незадовільна твердість покриття характеризується вкрапленнями у плівку пилу, твердих частинок, а при митті на ньому залишаються сліди від ганчірки.




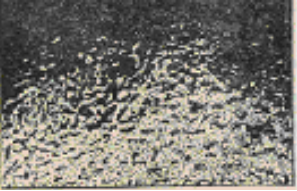

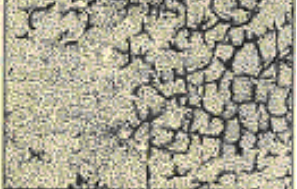
Зміну кольору покриття та його стан, блиск слід визначати порівнянням з контрольним зразком. Брудоутворення покриття необхідно визначати по наявності чи відсутності на його поверхні механічних частинок.

Руйнування металевого покриття деталей (складових одиниць) допускається не більше 2 % захищеної поверхні. На деталях типу штока гідروциліндра можливі тільки окремі точкові пошкодження захисного покриття [12].

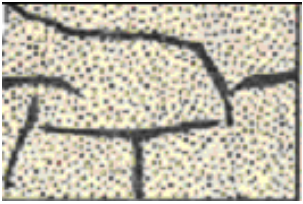

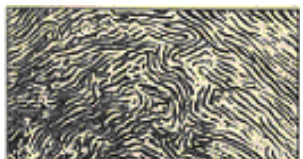

Товщину покриття слід визначати не менше ніж у 10 точках на деталях або складових одиницях з однотипним покриттям. За загальну товщину покриття приймають середнє значення замірів. Нормативні дані про товщину покриття наведені в публікаціях. Для оцінки товщини покриття застосовують прилади неруйнівного контролю МИП-10, МТ-10НМ-ОІ, МТ-4ІНЦ, ВТ-ЮНЦ та ін. Електромагнітний товщиномір МИП-10 призначений для контролю товщини немагнітних покриттів, нанесених на деталі з феромагнітних матеріалів.

Таким чином, в методиці використовуються органолептичні і інструментальні методи. Для візуального контролю у таблиці 2 наведені еталони зразків дефектів лакофарбових покриттів.

Таблиця 2 – Еталони зразків дефектів лакофарбових покриттів

№ п/п	Назва дефекта	Вид дефекта
1.	Незадовільна адгезія (плівка лакофарбового матеріалк не утримується на нижчерозташованому шарі)	
2.	Забрудненість покриття	
3.	Сухе розпилювання	
4.	Шагрень. Цим терміном характеризують зовнішній вид покриття, поверхня якого подібна апельсиновій корці	
5.	Утворювання пухирів. Дефект характеризується наявністю на покритті «забруднення» з поглибленням у центрі	
6.	Утворювання пухирів. Дефект характеризується наявністю на покритті «забруднення» з поглибленням у центрі	
7.	Розтріскування	

Продовження таблиці 2

8.	Розтріскування	
9.	Потьоки	
10.	Зморщування. Характеризується появою багатьох зморшок на поверхні після повітряної або горячої сушки	
11.	Створювання кратерів. Спостерігається на плівках, зроблених нанесенням розпилу. На поверхні знаходяться безпорядно круглі виїмки	

**Висновки.** Аналіз видів контролю якості сільськогосподарської техніки дозволив визначитися з питомою значущістю і споживчими властивостями контролюємих показників. Визначена методична і інструментальна забезпеченість оцінки якості сільськогосподарської техніки. Обґрунтовані принципи розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки і, як наслідок, її якості. Наведені напрями розробки методичної документації для оцінки якості технічного сервісу по якості технічного стану сільськогосподарської техніки і приклади їх реалізації при оцінці якості лакофарбового покриття.

## Список літератури

1. ГОСТ 15.001-88 Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения.
2. ГОСТ 2.601-95 Единая система конструкторской документации. Эксплуатационные документы.
3. ГОСТ 3.1109-82 ЕСТД “ Термини и определения основных понятий”.
4. Рубльов В.І., Войтюк В.Д., Рубльов В.С. До обґрунтування нормативної документації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки. Матеріали ІХ-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Загально-державний міжвідомчий збірник. Вип. 43 .Ч.1. ПП. «Ексклюзив-систем». Кіровоград, КНТУ 7-8 листопада, 2013 р. 308с.- С.136-144.
5. ГОСТ 2.605 ЕСКД. Плакаты учебно-технические. Общие технические требования.
6. ДСТУ 3574-97. Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення.
7. Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В. Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте. Учебное пособие. Сев.Кав.ГТУ, г. Ставрополь, 2003. - 200 с.

8. Сідашенко О.І., Науменко О.А., Скобло Т.С., Чорновол М.І., Ружи́ло З.В. та ін. Ремонт машин та обладнання. Підручник для студентів вищих навчальних закладів. За ред. Професорів О.І.Сідашенко та О.А. Науменка. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені П. Василенко, 2010. – 744 с.
9. ГОСТ 9.302-88 Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Методы контроля .
10. ГОСТ 9.301-86 Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Общие требования.
11. ГОСТ 15140-78: Материалы лакокрасочные. Методы определения адгезии.
12. ГОСТ 9.311-87 Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Метод оценки коррозионных поражений.

**Vladislav Rublov, Valery Voytyuk, Viktor Rublov**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**Normative-methodical providing of technical service quality evaluation of agricultural machinery**

Purpose of the work. To rework the existing design documentation for developing agricultural machinery taking into account the legislative requirements of the Ukraine.

Technical service is an important stage in the life cycle of agricultural machinery. In terms of service to use it he accompanies the entire service period, normalized to 8-10 years. This exceeds the total of its production in hundreds of times. Hence the quality of technical service is a priority in the process of its implementation. Justification the evaluation of the technical condition of the equipment. Examples of methods of assessing the quality of technology in the technical service in the modern period, and in the future.

Conclusions. Is determined the problem of the improvement of design documentation according to the execution of the technical service of agricultural machinery. The ways of realization are represented.

**technical service, agricultural machinery, normative documents, methodological documents, evaluation, quality**

Одержано 06.10.14

УДК 004.822

**А.А. Стенин, проф., д-р техн. наук, В.М. Бурлаков, доц., канд. техн. наук,  
В.В. Курбанов, асп.**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

## Интеллектуальная мультиагентная система сбора и анализа данных для моделей знаний предметных областей

Предложенные в статье модель и методы построения мультиагентной интеллектуальной системы посредством логической оценки получаемых данных позволяют сократить время и повысить качество работы эксперта-аналитика. Реализация их предусматривает построение нейронной сети с нейронами, обладающими памятью и интегральной логикой.

В частности, предложен оригинальный метод реализации логики на основе генетического алгоритма, который обрабатывает пополняемую базу знаний и совершенствует каждое следующее поколение «генов», посредством взвешивания семантических данных на основе суперпозиции эталонной реакции на ситуацию и оценки ситуации текущим поколением «генов».

**интеллектуальная мультиагентная система, нейронная сеть, генетический алгоритм, модель знаний, предметная область**

**О.А. Стенін, проф., д-р техн. наук, В.М. Бурлаков, доц., канд. техн. наук, В.В. Курбанов, асп.**

*Національно технічний університет України «КПІ»*

## Интеллектуальна мультиагентна система збору та аналізу даних для моделей знань предметних областей

Запропоновані в статті модель і методи побудови мультиагентної інтелектуальної системи за допомогою логічної оцінки одержуваних даних дозволяють скоротити час і підвищити якість роботи експерта-аналітика. Реалізація їх передбачає побудову нейронної мережі з нейронами, що володіють пам'яттю і інтегральною логікою.

Зокрема, запропоновано оригінальний метод реалізації логіки на основі генетичного алгоритму, який обробляє поповнювану базу знань і вдосконалює кожне наступне покоління «генів», за допомогою зважування семантичних даних на основі суперпозиції еталонної реакції на ситуацію і оцінки ситуації поточним поколінням «генів».

**інтелектуальна мультиагентна система, нейронна мережа, генетичний алгоритм, модель знань, предметна область**

**Введение.** В настоящее время, в смысле автоматизации информационного поиска и извлечения специализированных данных, активно ведётся работа по разработке алгоритмов, которые автоматически генерируют программы-посредники. Задача извлечения является сложной, поскольку требуется извлечь не только вид схемы данных, но также и связанную с ним семантическую информацию. Достижение полной автоматизации в этом вопросе маловероятно, и речь лишь может идти о создании автоматизированных методов и систем извлечения информации из Интернет. Актуальное исследование в области работы со слабо структурированной информацией на основе интеллектуальных агентов (ИА) привели к появлению большого количества альтернативных инструментов их создания.

Предлагаемая в данной работе интеллектуальная мультиагентная система (ИМС) связана с решением задачи сокращения затрат времени на поиск необходимых данных и улучшения их смыслового качества.

**Постановка задачі.** Формалізована модель ИМС може бути представлена трійкою основних функціональних компонентів  $MAS = (S, AG, env)$ , где:

- $S$  єть кінечне множество состояний внешней среды;
- $AG = \{ag_1, \dots, ag_n\}$  єть кінечне множество агентов, каждый из которых представлен расширенной моделью интеллектуального агента;
- $env : S \times A_{ag_1} \times \dots \times A_{ag_n} \rightarrow 2^S$  єть функция, описывающая возможную реакцию внешней среды на действия всех агентов системы. Множество всех возможных совместных действий системы обозначим  $ACS = A_{ag_1} \times \dots \times A_{ag_n}[1]$ .

Известно [2], что множество  $S$  развивается эволюционно, распределяясь равномерно по разным логическим категориям знаний. Отсюда и формируемая модель знаний (МЗ), которая с учетом общего состояния множеств  $AG$ ,  $env$ ,  $ACS$  и условия важности развития их отдельных составляющих, постоянно обновляет и уточняет своё смысловое содержание. Множество  $AG$  связано с созданием онтологий для описаний расширенных моделей и модульного дополнения моделей агентов. Множество  $ACS$  динамично обновляется, учитывая все воспринимаемые агентами изменения внешней среды на основе их интегрального опыта. Низкая эффективность работы существующих автоматизированных систем сбора и анализа специализированных данных для формирования моделей знаний предметных областей связана с отсутствием адаптивных интеллектуальных механизмов постоянного информационного обновления моделей знаний. Одним из вариантов ее решения и является предлагаемая в данной работе обобщённая модель ИМС.

#### **Синтез обобщённой модели ИМС.**

Структурно ИМС представляет собой нейронную сеть с нейронами, обладающими памятью и интегральной логикой [5]. При этом адаптация ИМС к изменениям внешней среды происходит по принципам генетического алгоритма [7]. Интеллектуальные агенты в данной ИМС обеспечивают интеграцию нейронной сети с логикой принятия решений, основанной на мультиагентном методе синтеза деревьев решений [6]. В предлагаемой ИМС модификация указанного метода состоит в том, агенты переходят с узла на узел не с помощью случайного выбора, а генетическим отбором лучшего потомства. Процесс обучения в ИМС реализуется с обратными связями по различным акцепторам, которые связывают ядро ИМС с модулями обработчиками разных акцепторов и распределённых баз данных, выбранных и построенных под архитектуру ИМС. Данная ИМС предусматривает систематизацию данных моделей знаний и возможность варьирования логического текстостроения. Для реализации элемента «решение» используется опыт, приобретённый так называемым актуальным сенсорным полем (АСП) [3]. АСП – это ассоциативные связи актуальных полей сенсоров с обычной и когнитивной памятью. Далее производится логическая надстройка над ассоциативным запоминающим полем АЗП [3]. Для этого отфильтровываются на начальном этапе поступления информации исключения из правил системы, особые случаи паттернов построения семантики и т.д., а также информация для скрытого латентного слоя. Шифрование информации происходит по схеме вероятностной генерации числовой последовательности случайных кодовых слов из определённой выборки ключевых слов, которые передаются асинхронно в каждом пакете данных с «хэш-ключом соответствия». После осуществления транзакции и передачи пакета данных, ключ уничтожается и генерируется автоматически новая последовательность с новым ключом, вычисляемым из новой последовательности. В случае нарушения работы ИМС используется отдельно построенная выборка, отбираемая по принципу сильнейшего поколения «генов».

Для формирования логики действий ИА существует два варианта описания семантики [1]:

- с динамическим ментальным состоянием. В этом случае предполагается, что агент обновляет свое ментальное состояние («намерения») на каждом шаге взаимодействия с внешней средой.

- со статическим ментальным состоянием. В этом случае предполагается, что ментальное состояние агента не изменяется со временем.

Важной составляющей системы является коинтегрированное действие интерпретаторов обоих вариантов описаний семантики. Для этого используется алгоритм автоматического (или автоматизированного) создания онтологий и их запись в распределённую базу данных (БД). Эта БД используется интерпретаторами МЗ с автоматическим выделением категорий в области аксиом построения паттернов, которые характеризуются следующими обязательными онтологическими связями:

- мета описанием базы данных (концептуальная схема);
- описанием знаний об элементах базы данных;
- знаний о взаимосвязи понятий базы данных с понятиями естественного языка) [4].

Все знания предметной области составляют множество  $\Xi^S$  терминов (ключевых слов/запросов) и описываются в виде закономерностей на основе различных типов отношений (прямых и обратных), которые разбиты на восемь групп [4]. Такое разбиение даёт возможность сформировать первый уровень «онтологического представления» информации, т. е. понятийного базиса спецификаций. Фактически, это формирование ассоциативного ряда над базисом аксиом с отображением интегральных и дифференциальных оценок действительности и выделением случайной и предметноориентированной информации на скрытый слой, хранящийся в отдельной базе.

Любое решение ИМС есть логически обоснованный общий учёт оценок всех отношений со взвешенными коэффициентами групп отношений и их приоритетными воздействиями на среду и друг на друга. «Намерение» определяется поставленной перед интеллектуальным агентом целью, которая определяется последовательностью оценок приоритетов воздействия определённых логических групп с привлечением эталонной модели, учитывающей все оценки и «возмущения» множеств  $S, AG, env, ACS$ . «Возмущение» есть изменённое состояние основной модели по отношению к эталонной модели.

Каждый последующий уровень выбора онтологического представления информации формируется с учетом специфики предыдущего и интегральной оценки состояний системы в данный момент времени, в котором эталонная модель остаётся стабильной. Алгоритм формирования реализуется на основе индекса специфики принятия решений, определяемого по формуле:

$$i = F(l_j, s_k, h(j, k)) , \quad (1)$$

где  $i$  – коэффициент обозначающий интегральное соотношение индекса ситуации  $s_k = f(h)$  ( $k$  – вид ситуации,  $f$  определяется пересечением множеств  $k$  и  $k^*$ ) к индексу специфики  $l_j$  ( $j$  – специфика логики);

$h$  – суперпозиционная оценка (учитывается база вероятностей событий);

$n$  – максимальное количество видов ситуаций для группы векторов;

$\bar{S}$  – вектор ситуации,  $\bar{SL}$  направляющий вектор в пространстве логики, вида ситуации и их суперпозиционной оценки  $h$ . Далее приведена формализация мер  $j, k, h$ :

$$\begin{cases} k = \bar{S} \times n \\ j = k \times \bar{SL} \\ h = (k, j) \circ (k^*, j^*) \end{cases} . \quad (2)$$

Вид ситуации определяется количеством векторов ситуаций и влияет на выбор группы векторов, зависящей от типа ИА. ИА может принадлежать либо одной уникальной группе векторов, либо набору групп со схожими векторами. Выбор определённого вектора группы сперва основан на экспертных оценках, а затем, набрав опыт, ИМС формирует базу знаний (БЗ) направляющих логик, из которых, в зависимости от группы ИА, формируется выбираемый вектор ситуации, определяющий поведение агента.

Следует отметить, что один направляющий вектор может транзитивно соотноситься с множеством векторов ситуаций, и наоборот. Формально это можно записать следующим образом:  $\overline{SL}_5^1 = \overline{SL}_5^4 = \overline{SL}_6^1 = \dots$ . База ассоциаций направляющих векторов - это часть БЗ направляющих логик.

Суть бинарного (0 и 1) направляющего вектора состоит в том, что он нулями «обнуляет» те точки векторов ситуаций (определённых групп), которые ИА не должен «проходить» для решения поставленной задачи, точки векторов, это точки-действия пространства БЗ направляющих логик (действия агентов сети). БЗ направляющих логик включает в себя направляющие вектора, множества специфик логик, вектора и виды ситуаций, скорректированные оценки экспертов для  $\overline{S}$  и  $\overline{SL} - \overline{S}^* = \dots$  и  $\overline{SL}^*$  соответственно и временные поведенческие характеристики о количестве раз применений логик и оценок качества (как экспертных, так и системных – агентов оценщиков). Работа ИМС согласно формуле (1) происходит следующим образом. Индекс специфики уровня онтологического представления

$$l_j = L(k, j, h) \tag{3}$$

функционально определяется через  $(k, j) \cap (k^*, j^*)$ . Если такое пересечение есть, то оно выделяется (происходит отсечение лишних состояний и оценок) в оценочную меру  $h$  и составляет с  $k, j$  - три меры функции поведения ИА для «сложившейся» ситуации в пространстве поведений, т.е. поведение агента определяет индекс специфики логики.

Коэффициентами  $\overline{SL}$  являются приоритеты, увязанные через дифференциальную составляющую генетического кода потомства  $G$ , применяемой в определении индекса специфики логики:

$$l_j = \int G(s_k) dl, \tag{4}$$

основанном на выборе  $\overline{S}$ . Каждое новое возмущение создаёт новый момент и переводит статическое ментальное состояние в динамическое учитывая оценки всех возмущений, давая возможность перехода на новый временной этап системы.

Дифференциальное состояние потомства генетического кода  $G$  – это оценка возможного прироста или падения потомства на вектор пространстве решений трёхмерной функции поведения агента (мерами являются множества  $(k, j, h)$ ), делают агенты оценщики, при том мера считается полной (то есть коэффициент при точке вектора  $\overline{SL} = \mathbf{1}$ ), тогда и только тогда, когда:

$$\begin{cases} dh \neq 0 \\ dj > 0 \\ dk > 0 \end{cases} . \tag{5}$$

**Заключение.** В данной работе синтезирована обобщённая модель ИМС сбора и анализа данных с алгоритмом принятия решений, основанным на генетическом подходе и мультиагентном методе синтеза деревьев решений и нейронной сети, использующей

индекс специфики принятия решений. Снижение времени поиска в ИМС обусловлено алгоритмом отбора управляющих решений, использующим оценки множеств видов ситуаций и специфик логик, а не сами множества.

Повышение качества информации достигается на каждой итерации отбором поведений с высокой частотой использований и отсеканием области суперпозиционных оценок индексом специфики логики и индексом ситуации, что повышает уровень онтологического представления информации.

## Список литературы

1. Бугайченко Д. Ю. Разработка и реализация методов формально-логической спецификации самонастраивающихся мультиагентных систем с временными ограничениями. Санкт-Петербург – 2007. Страницы в порядке упоминания – 48-49, 106, 139.
2. Т.А. Гаврилова, В.Ф. Хорошевский Базы знаний интеллектуальных систем. СПб-2000. ПИТЕР – 48 с.
3. Ю.Кисленко. От мысли к знанию (нейрофизиологические основания). Киев-2008. «Український літопис». – 38 стр.
4. Л.В. Найханова, И.С. Евдокимова. Методы и алгоритмы трансляции естественно-языковых запросов к базе данных SQL-запросы. Улан-Удэ – 2004. ВСГУ. Страницы в порядке упоминания – 54, 59.
5. Hodgkin, A., and Huxley, A. (1952): A quantitative description of membrane current and its application to conduction and excitation in nerve. J. Physiol. 117:500—544.
6. С.А. Субботин, Ан.А. Олейник, Е.А. Гофман, С.А. Зайцев, Ал.А. Олейник Интеллектуальные информационные технологии проектирования автоматизированных систем диагностирования и распознавания образов. Харьков – 2012. Компания Смит. – 132, 133.
7. [https://ru.wikipedia.org/wiki/Генетический\\_алгоритм](https://ru.wikipedia.org/wiki/Генетический_алгоритм).

**Aleksandr Stenin, V. Burlakov, Valery Kurbanov**

*National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”*

**Intelligent multiagent data collection and analysis system for the knowledge models of subject areas**

The low efficiency of the existing automated systems for the collection and analysis of data for the formation of specialized knowledge models in subject areas, concern to the absence of intelligent adaptive mechanisms for continuous updating of information modeling knowledge.

We propose in this article the intelligent multiagent system related with the solution of the problem of reducing the time of search for the required data and to improving their semantic quality.

Reducing the search time is because we select the control decisions of evaluations on sets kinds of situations and specificity logic, but not of themselves sets.

Improving the quality of information at each iteration happens because of selection behaviors with a high frequency of use and cutoff field of superimposed evaluations by the index of logic specificity and situation index.

Multiagent is disclosed in the introduction imitating agents (primary agents evaluators) with dynamic mental state (in base, the state of those they imitate - static), when passing "behavior selection" by experts and "evolution", they dynamically continue to exist or reborn in static agents evaluators.

**intelligent multiagent system, neural network, genetic algorithm, knowledge model, subject area**

Одержано 19.11.14

УДК 621.793

**М.М. Студент, д-р техн. наук, с.н.с., Т.Р. Ступницький, канд. техн. наук, м.н.с., В.М. Гвоздецький, канд. техн. наук, н.с.**

*Фізико-механічний інститут імені Г.В. Карпенка.*

**С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук, О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Вплив поруватості на трибологічні характеристики електродугових покриттів з порошкових дротів**

В статті досліджено вплив поруватості на трибологічні та механічні характеристики електродугових покриттів. Визначено, що структурою покриття з порошкових дротів є композит, де чергуються металеві ламелі та ламелі із оксидів, а також пори. Із ростом тиску повітряного струменя розмір структурних складових поверхні покриття та розмір пор зменшується. Встановлено позитивний вплив поруватості на трибологічні характеристики покриттів при терті за граничного навантаження.

**електродугові покриття, порошкові дроти, трибологічні характеристики, зносостійкість, поруватість**

**М.М. Студент, д-р техн. наук, с.н.с., Т.Р. Ступницький, канд. техн. наук, м.н.с.отр., В.М. Гвоздецький, канд. техн. наук, н.с.**

*Фізико-механічний інститут імені Г.В. Карпенка*

**С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук, О.Й. Мажейка, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**Влияние пористости на трибологические характеристики электродуговых покрытий из порошковых проволок**

В статье исследовано влияние пористости на трибологические и механические характеристики электродуговых покрытий. Определено, что структурой покрытия из порошковых проволок является композит, где чередуются металлические ламели и ламели из окислов, а также поры. С ростом давления воздушной струи размер структурных составляющих поверхности покрытия и размер пор уменьшается. Установлено позитивное влияние пористости на трибологические характеристики покрытий в условиях граничного трения.

**електродугові покриття, порошкові проволочки, трибологічні характеристики, зносостійкість, пористість**

Нанесення електродугових покриттів (ЕДП) широко використовується у виробництві та відновленні деталей машин для аграрного виробництва, що досягається застосуванням спеціальних порошкових електродних дротів (ПД) для напилення, які дозволяють підвищити адгезійну міцність, твердість, зносостійкість, триботехнічні і антикорозійні властивості покриттів до рівня плазмових покриттів, але при набагато менших затратах [1...7]. Особливо широко використовують ЕДП для відновлення деталей типу вал (колінчасті та розподільчі вали, поршневі пальці ДВЗ, штоки, вісі, плунжери тощо). Проте недостатньо вивчена структура поверхні шліфованих поверхонь покриттів стримує більш широке застосування цього методу.

**Методика випробувань.** ЕДП товщиною 1,5 мм наносили серійним електродуговим металізатором ГТ-1 на попередньо оброблену дробоструминною обробкою поверхню як плоских, так і циліндричних зразків зі сталі 12Х1МФ, розпилюючи ПД140Х14Н2Т2Ю та ПД140Х14РЗНТЮ2 діаметром 1,8 мм. Оболонку ПД виготовляли з стрічки зі сталі 08 кп товщиною 0,4 мм і шириною 10 мм. Режими

нанесення покриттів: струм 150 А, напруга горіння дуги 32...34 В. Розпилювали ПД струменем стиснутого повітря під тиском 0,3...0,7 МПа з дистанції 150 мм.

Мікроструктуру та хімічний склад покриттів вивчали на електронному мікроскопі Carl Zeiss EVO XVP 40 з мікроаналізатором INCA.

Фазовий склад покриттів вивчали на дифрактометрі ДРОН-3 за напруги 32 кВ і струму 15 мА з кроком сканування  $0,05^\circ$  та з використанням  $\text{Cu K}_\alpha$  випромінювання.

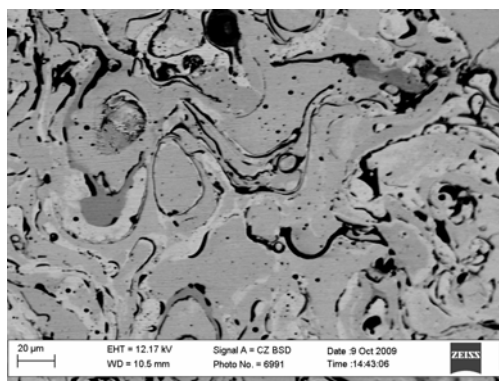
Поруватість покриттів визначали методом гідростатичного зважування на аналітичних терезах марки Kern ABJ 220-4M з точністю вимірювань  $\pm 0,0001\text{г}$ .

Трибологічні характеристики та зносостійкість покриттів визначали на модернізованій установці СМЦ-2 за схемою диск-колодка (контртіло). Коефіцієнт тертя визначали як за умов сухого тертя, так і граничного мащення в середовищах мастил I-20, M10B2 та 3 % водного розчину емульсолу марки Hydroway 1060. Контактне навантаження становило 2...10 МПа, а швидкість ковзання 0,67 м/с. Покриття товщиною 1,5 мм наносили на циліндричну поверхню дискових ( $\varnothing 40$  і шириною 10 мм) зразків зі сталі 45 (28...30 HRC). Після цього зразки шліфували корундовим кругом до  $\varnothing 42$  мм. За еталон зносостійкості прийняли гальванічне хромове покриття. Колодки виготовляли з бронзи БрС-30, сірого чавуну СЧ 30, та Бабіту Б16.

Обробку результатів трибологічних досліджень здійснювали шляхом статистичної обробки даних з використанням коефіцієнту Стьюдента за кількості вимірювань  $n=5$ , з надійністю  $P=0,95$ .

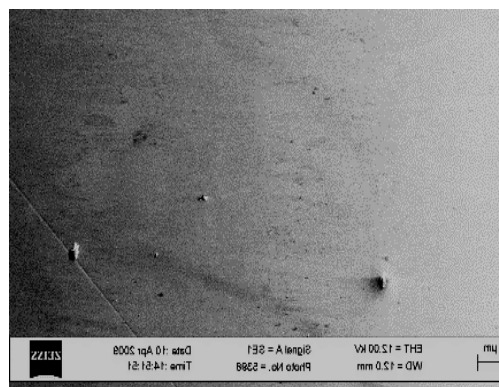
Мікротвердість (HV) структурних складових покриття визначали з використанням мікротвердоміра ПМТ-3 за навантаження 200г.

Структура поверхонь ЕДП після шліфування. На відміну від сталі, поверхня ЕДП має типову композитну структуру, у якій зустрічаються ламелі з різною мікротвердістю: (рис.1,*a*); до 7000-9000 МПа, оксидні фази (таких як оксид заліза з мікротвердістю 7000 МПа та оксид алюмінію з мікротвердістю 20000 МПа), які розташовані переважно вздовж меж ламелей.



Покриття із ПД 140X14H2T2Ю

а



Сталь

б

Рисунок 1 – Структура шліфованої поверхні покриття і сталі

Об'ємна кількість оксидів у ЕДП коливається в межах від 6 до 20 % в залежності від кількості та хімічного складу легувальних елементів. Аналіз одержаних результатів показує, що максимальний вміст оксидів у покритті спостерігається при формуванні шихти із ферохрому та феротитану. Додаток у шихту ПД таких елементів, як Al або Si суттєво зменшує вміст оксидів у покритті, причому змінюється їх хімічний склад. Без додавання у шихту ПД алюмінію або кремнію, оксиди у покритті формуються переважно із хрому, залізовмісних оксидів або їх суміші. При додатку алюмінію та титану у шихту ПД у покритті переважно утворюється суміш оксидів алюмінію та титану за рахунок відновлення інших оксидів, крім титану до чистих елементів. При

додатку алюмінію та кремнію у шихту ПД у покритті переважно утворюються оксиди алюмінію або кремнію за рахунок відновлення всіх інших оксидів до чистих елементів. Після шліфування такого покриття в тих місцях, де є карбіди або оксиди, спостерігали гострі виступи, висота яких над поверхнею покриття становила  $\sim 0,5 \dots 1$   $\mu\text{m}$  (рис.1). За умов граничного тертя при високих питомих навантаженнях такі виступи виконують роль ріжучих крайок, що приводить до катастрофічного зношування матеріалу контртіла та виходу із ладу пари тертя. Одночасно, впадини та порожнини на поверхні покриття виконують корисну роль – резервуарів для мастила, яке потрапляє в зону тертя і збільшує товщину граничної плівки мастила.

Із технології оброблювання ріжучим інструментом відомо, що характер взаємодії абразивного зерна (для покриття це виступи карбідів або оксидів над поверхнею) з поверхнею контртіла (в нашому випадку це бронза) залежить від співвідношення  $h/p$  (де  $h$  – глибина врізання абразивного виступу в поверхню контртіла під час тертя, а  $p$  – радіус закруглення виступу). Коли співвідношення  $h/p < 0,02$ , відбувається тільки пружна взаємодія виступу з поверхнею контртіла з наступним відновленням деформованого шару. Коли ж  $0,02 < h/p < 0,7$  на поверхні контртіла утворюються сліди у вигляді доріжок з пластичним витисканням металу до їх країв. Коли ж  $h/p > 0,7$ , то утворюється мікростружка. На покриттях з ПД (шихта ферохром з графітом), на поверхні яких після шліфування утворюються виступи із карбідів та оксидів заліза (рис.2), мікростружка утворюється за питомого тиску понад 12 МПа.

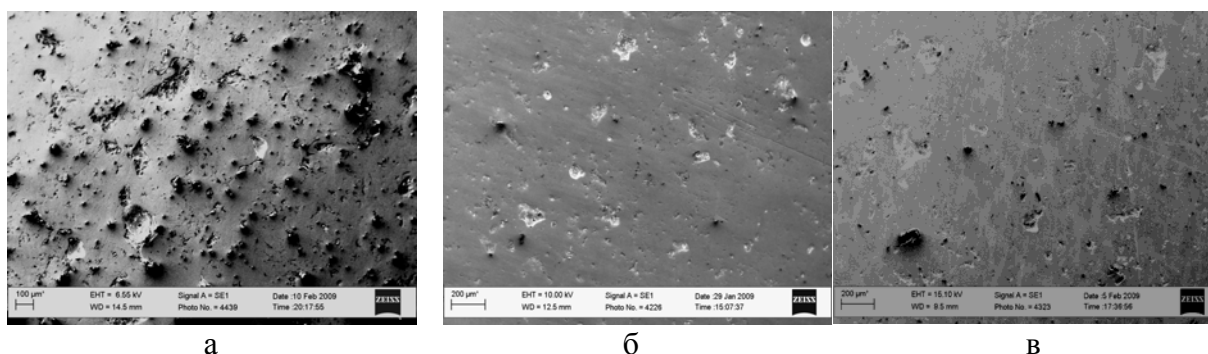


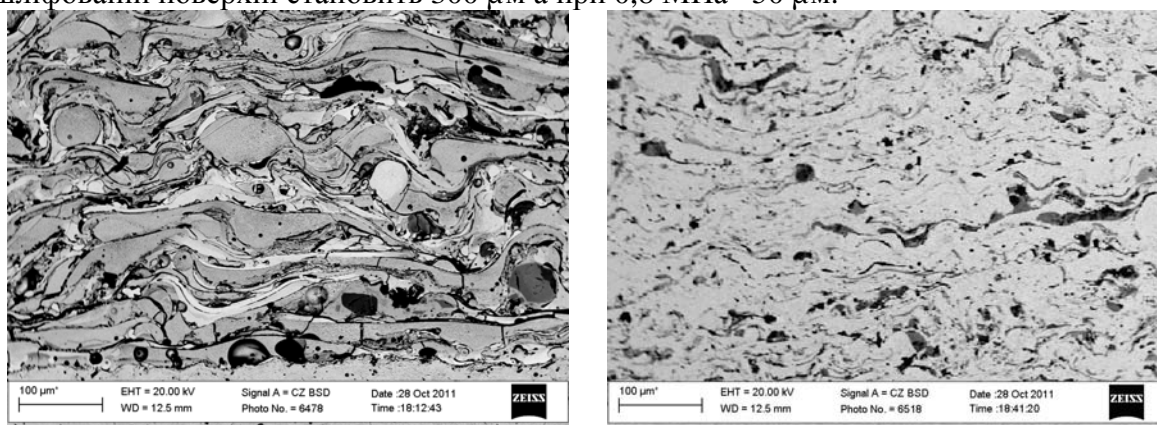
Рисунок 2 – Мікровиступи, утворені карбідами на полірованій поверхні зразків із покриттями з ПД на основі ферохрому ФХ-800 з розміром порошку 300 мкм (а) та ФХ-800 з розміром порошку 50 мкм (б), ЕДП з ПД 140Х14РЗНТЮ2(в)

Як правило, виступають над шліфованою поверхнею карбіди, що входили до складу шихти ПД, які під час плавлення не повністю розчинились у розплаві сталеві оболонки.

Бориди заліза та хрому краще змочуються розплавленим алюмінієм та розплавом сталеві оболонки та утворюють легкоплавкі евтектики із залізом. Тому бориди, що входять до складу шихти ПД, як правило, швидко та повністю розчиняються і внаслідок кристалізації ламелей практично не утворюють мікровиступів на металевій поверхні. Використання порошку карбідів або боридів вищої дисперсності ефективно усуває мікровиступи, зумовлені неповним розчиненням карбідів. Порошок ферохрому з частками менших розмірів швидше розчиняється в розплаві оболонки, утворюючи гомогенний розплав. А саме, із зменшенням діаметру порошку ферохрому від 300 до 50 мкм кількість мікровиступів зменшується в десятки разів.

Вплив поруватості на зносостійкість пар тертя покриття – контртіло. Із збільшенням тиску розпику повітряного струменя зменшується діаметр краплин, які формують покриття, та, внаслідок цього, зменшується поруватість ЕДП та розмір пор (рис.3, табл.1). Такий факт сприяє зменшенню розміру пор та зменшенню поруватості

покриття в цілому. Так, при тиску повітряного струменю 0,3 МПа середній розмір пор на шліфованій поверхні становить 300  $\mu\text{m}$  а при 0,8 МПа – 50  $\mu\text{m}$ .



а

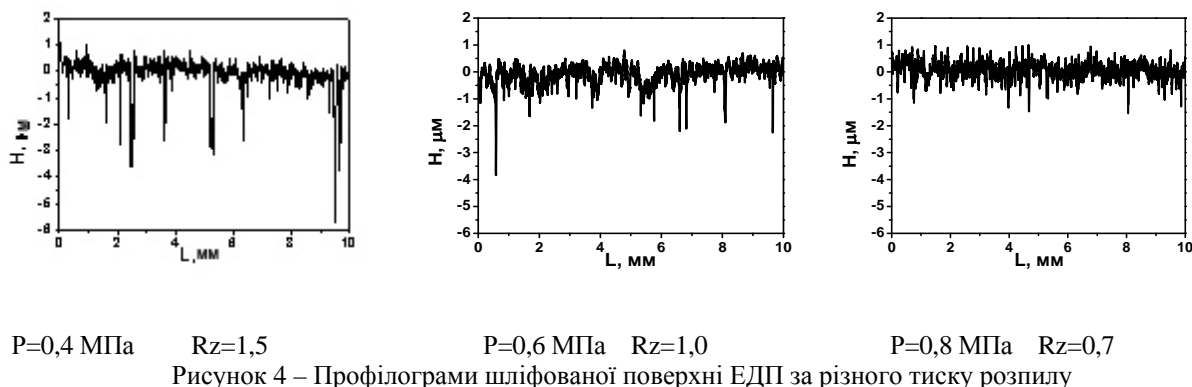
б

Рисунок 3 – Мікроструктура покриття з ПД 140X14, за тиску розпилю 0,4 (а) та 0,65 (б) МПа

Таблиця 1 – Поруватість, структура та властивості ЕДП в залежності від тиску розпилюючого газу

Тиск, МПа	Розмір пор, мкм	Структура поверхні Оптичний мікроскоп, X50	Структура поверхні електронний мікроскоп, X50	Когезивна міцність ( $\sigma_B$ ), МПа	Залишкові напруження ( $\sigma_{кол}$ ), МПа
0,4	300			178	41
0,6	70			220	50
0,8	30			255	55

Встановлено, що шорсткість зменшується з підвищенням тиску розпилю повітряного струменю під час наплення покриття на сталеву основу (рис. 4).



Так, при збільшенні тиску розпили повітряного струменя від 0,4 МПа до 0,8 МПа,  $R_z$  поверхні ЕДП зменшується більш ніж у два рази від 1,5 до 0,7  $\mu\text{m}$ . При цьому ширина та глибина пор на поверхні покриття суттєво зменшується. Середнє відхилення профілю  $R_a$  покриття практично не змінюється (рис.5).

Це говорить про те, що із збільшенням тиску розпили повітряного струменю чистота поверхні не змінюється в процесі шліфування, зменшується лише ширина та глибина пор.

Для покриттів, що працюють в умовах граничного мащення при терті, така характеристика є позитивною, так як кількість мастила, яке всмоктує покриття, із збільшенням тиску розпили повітряного струменю суттєво не зменшується, однак опорна крива поверхні такого покриття має більшу несучу здатність (рис.6).

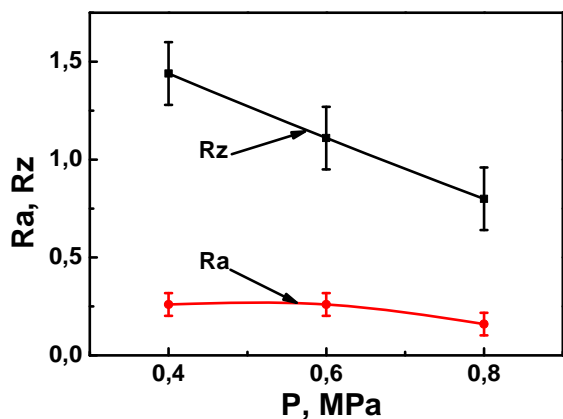


Рисунок 5 – Залежність параметрів шорсткості  $R_a$  та  $R_z$  від тиску розпили

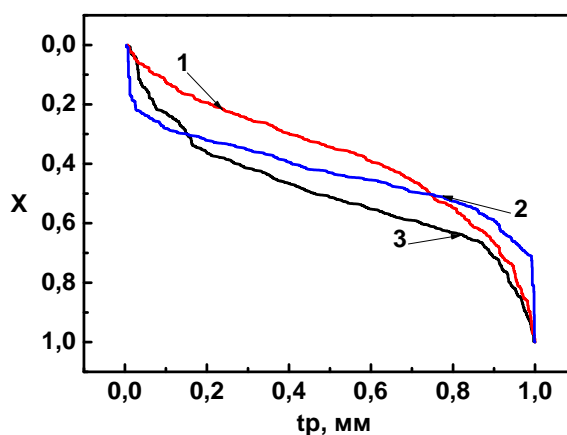


Рисунок 6 – Опорні криві шліфованого ЕДП, 1 - 0,8МПа; 2 - 0,6 МПа; 3 - 0,4 МПа

Поруватість покриттів суттєво впливає на зносостійкість як покриття, так і контртіла. На рис. 7 наведено результати зносостійкості пари тертя покриття із ПД 140X14Н2Т2Ю – контртіло БрС-30 в умовах граничного мащення оливою М14В2 із додатком 2 % кварцового піску з максимальним розміром 100  $\mu\text{m}$ . Із збільшенням розміру пор від 50 до 300  $\mu\text{m}$  зносостійкість контртіла із бронзи БрС-30 зменшується втричі, а покриття на 40 %.

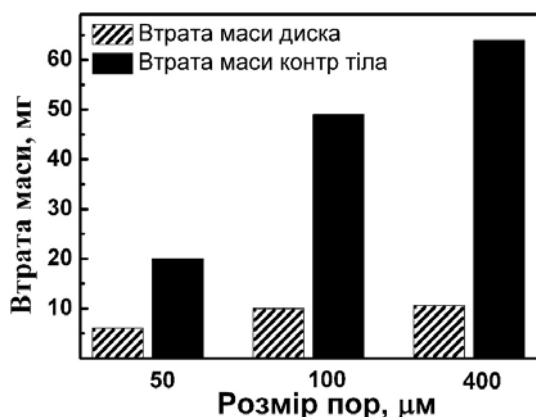


Рисунок 7 – Вплив розміру пор на зносостійкість пари тертя ПД140Х14Н2Т2Ю –БрС-30

Береги пор слугують ріжучими кромками, а самі пори стають не тільки ємностями, де є мастило, а також ємностями, де концентруються крупні фрагменти покриття, які зруйнувались при терті, та частинки абразиву – піску.

На рис. 8. приведено фрагмент мікроструктури покриття де в порах покриття є зрізані частинки бронзи. Це ті причини, які підвищують знос більш м'якого контртіла. Із зменшенням розміру пор у покритті зростають напруження розтягу. Так, якщо при тиску 0,3 МПа величина напружень розтягу не перевищує 40 МПа, то при тиску 0,8 МПа становить більше 100 МПа. Такі високі напруження розтягу можуть привести до утворення магістральних мікротріщин при наступній механічній обробці шліфуванням та руйнуванню покриття.



Рисунок 8 – Мікроструктура ЕДП після випробувань на тертя зношування

Оптимальним вирішенням цієї проблеми є напилення покриттів за різних тисків повітряного струменю. Перший шар покриття напилюється при малому тиску повітряного струменя, що зумовлює утворення незначних напружень розтягу у цьому шарі. Проте такий шар має пори великого розміру та незадовільну зносостійкість. Наступні шари потрібно наносити за більшого тиску повітряного струменю, а робочий шар напилюється за тиску повітряного струменю 0,7-0,8 МПа. Таке градієнтне покриття має понижену величину напружень розтягу та високі трибологічні характеристики.

#### Висновки:

1. Металографічним аналізом встановлено, що структура шліфованої поверхні покриття це композит, де чергуються металеві ламелі та ламелі із оксидів, а також пори. Із ростом тиску повітряного струменю розмір структурних складових поверхні покриття та розмір пор зменшується.

2. Встановлено позитивний вплив поруватості на трибологічні характеристики покриттів при терті за граничного мащення. Зменшення розміру пор від 300 мкм до 30 мкм підвищує зносостійкість трибопар в три рази.

3. Електродугові покриття градієнтного типу забезпечують високі трибологічні характеристики покриттів при низькому рівню залишкових напружень розтягу в них.

### Список літератури

1. Електродугові відновні та захисні покриття / В.І. Похмурський, М.М. Студент, В.М. Довгунік, Г.В. Похмурська, І.Й. Сидорак. – Львів: Фіз.-мех. ін-т ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2005. – 190 с.
2. Застосування електродугової металізації порошковими дротами системи Fe-Cr-C-Al для відновлення деталей машин / В.І. Похмурський, М.М. Студент, В.М. Довгунік, І.Й. Сидорак // Машинознавство. – 1999. – № 1. – С. 13–18.
3. Tribological properties of arc sprayed coatings obtained from FeCrB and FeCr based powder wires / A. Pokhmurska, M. Student, E. Bielanska, E. Beltowska, V. Dovhunyuk // Surface & Coating Technology. – 2002. – V. 151-152. – P. 490-494.
4. Порошковые проволоки систем FeCrB+Al и FeCr+Al+C для восстановительных электрометаллизационных покрытий / В.И. Похмурский, М.М. Студент, В.М. Довгунік, И.И. Сидорак // Автомат. сварка. – 2002. – № 3. – С. 32-35.
5. Структура и трибологические свойства покрытий, полученных методом электродуговой металлизации / В.И. Похмурский, М.М. Студент, И.И. Сидорак, Ю.М. Кусков, И.И. Рябцев, В.М. Довгунік // Автомат. сварка. – 2003. – № 8. – С. 13-17.
6. Возникновение и перераспределение внутренних напряжений в электродуговых покрытиях во время формирования. / В.И. Похмурский, М.М. Студент, В.М. Довгунік, І.Й. Сидорак, Ю.В. Дзьоба, І.А. Рябцев // Там же. – 2006. – № 10. – С.15-20.
7. Effect of high-temperature corrosion on the gas-abrasive resistance of electric-arc coatings / M.M. Student, H. V. Pokhmurs'ka, V.V. Hvozdet's'kyi, M.Ya. Holovchuk, M.S. Romaniv // Materials Science. – 2009. – 45, N 4. – P. 481-489.

**Mikhail Student, Taras Stupnickiy, Vladimir Gvozdeckiy**

*Fiziko-mekhanicheskiiy institute of the name of G.V. Karpenko.*

**Sergey Markovich, Aleksandr Mazheyka**

*Kirovograd national technical university*

#### **Influence of porosity on mechanical properties of arc coverages from powder-like wires**

Influence of porosity is investigated in the article on mechanical properties of arc coatings. Exposed to research of coatings from different types powder-like. A structure, phase composition, porosity, resistance to the friction, cohesion of coatings depending on pressure of transporting gas, was studied. Determination of coefficient of friction of coatings is exposed to research in the conditions of dry friction and border greasing

It is set, that from powder-like wires the structure of coatings there is a compo, where metallic lamels and lamels alternate from oxides and also pore.

With growth of pressure of air-blast the size of structural constituents of surface of coatings and size of pores diminishes.

Positive influence of porosity is set on mechanical properties of coatings in the conditions of border friction.

Arc coatings of gradient type provide high mechanical properties of coatings at to the low level of remaining tensions of in them.

**elektrometal coatings, powder-like wires, mechanical properties, firmness to the wear, porosity**

Одержано 11.11.2014

УДК 621-50

**А.А. Стенин, проф., д-р техн. наук, Е.Ю. Мелкумян, канд. техн. наук, М.А. Солдатова, М.В. Мелкумян**

*Національний технічний університет України "КПІ", Київ, Україна*

## Синтез оптимального управления нестационарными системами на базе функций Уолша

Рассматривается задача синтеза замкнутого оптимального по расходу энергии закона управления линейными нестационарными системами. Объектом исследования являются линейные динамические системы с монотонными знакопостоянными коэффициентами, которые можно представить как квазистационарные системы. Цель работы: определение оптимального закона управления линейными квазистационарными системами в аналитическом виде. Решается линейно-квадратичная задача оптимизации, в которой для нахождения фундаментальной матрицы предлагается использовать математический аппарат принципа максимума(минимума) Понтрягина и функций Уолша. Это позволяет получить приближенное представление искомой матрицы в виде рядов Уолша, постоянные коэффициенты которых определяются путем решения системы алгебраических уравнений, что даёт возможность реализовать замкнутый оптимальный закон управления в аналитическом виде.

**квазистационарность, интегральный квадратичный функционал, уравнение Риккати, фундаментальная матрица, функции Уолша, замкнутое оптимальное управление**

**О.А. Стенин, проф., д-р техн. наук, К.Ю. Мелкумян, канд. техн. наук, М.О. Солдатова, М.В. Мелкумян**

*Національно технічний університет України «КПІ»*

**Синтез оптимального управління нестационарными системами на базе функций Уолша**

Розглядається задача синтезу замкнутого оптимального по витраті енергії закону управління лінійними нестационарними системами. Об'єктом дослідження є лінійні динамічні системи з монотонними знакопостійними коефіцієнтами, які можна представити як квазістационарні системи. Мета роботи: визначення оптимального закону управління лінійними квазістационарними системами в аналітичному вигляді. Вирішується лінійно-квадратична задача оптимізації, в якій для знаходження фундаментальної матриці пропонується використовувати математичний апарат принципу максимуму(мінімуму) Понтрягина і функцій Уолша. Це дозволяє отримати наближене представлення шуканої матриці у вигляді рядів Уолша, постійні коефіцієнти яких визначаються шляхом вирішення системи рівнянь алгебри, що дає можливість реалізувати замкнутий оптимальний закон управління в аналітичному вигляді.

**квазістационарність, інтегральний квадратичний функціонал, рівняння Ріккати, фундаментальна матриця, функції Уолша, замкнуте оптимальне управління**

**Введение.** Важным классом критериев качества при решении задачи синтеза оптимальных систем управления являются интегральные квадратичные функционалы. Этот класс критериев интересен прежде всего потому, что при отсутствии ограничений на вектор управляющих воздействий и некоторых предположениях относительно матриц, входящих в функционал, рассматривая линейные объекты, можно получить аналитическое выражение для оптимального управления и построить оптимальную систему управления с линейной обратной связью. В этом случае синтез оптимальной системы можно выполнить любым аналитическим методом теории оптимального управления. В данной работе используется принцип минимума, который для ЛНС при отсутствии ограничений на вектор управления позволяет получить необходимые и достаточные условия оптимальности для этого класса функционалов.

Известно[1], что все реальные объекты управления (ОУ) в той или иной мере являются нелинейными и нестационарными. Анализ и синтез систем управления для таких объектов представляет собой сложную математическую проблему, решение которой до настоящего времени получено для некоторых частных случаев. Однако большинство ОУ позволяет принять в качестве математической модели нестационарную и линеаризованную систему уравнений и применить развитый математический аппарат решения линейных нестационарных дифференциальных уравнений к решению задач управления. Несмотря на это, синтез оптимальных систем управления для таких объектов по-прежнему остается сложной задачей в виду нестационарности параметров. Методы ее решения во многом зависят от ограничений, наложенных на векторы состояния и управления, на время управления, и целей оптимизации.

**Постановка задачи исследования.** Предметная область исследований в работе ограничена классом непрерывных ЛНС с монотонными и знакопостоянными параметрами, которые описывают значительное число ОУ, и рассмотрением задач синтеза систем управления, обеспечивающих минимальное расходование топливно-энергетических ресурсов, с фиксированным временем управления – заданы  $t_0$  и  $T_f$ , динамика которых описывается дифференциальным уравнением вида

$$\dot{\bar{x}}(t) = A(t)\bar{x}(t) + B(t)\bar{u}(t), t \in [t_0, T_f], \bar{x}(t_0) = \bar{x}^{(0)} \quad (1)$$

где  $A(t) = \{a_{ij}(t)\}$ ,  $B(t) = \{b_{ik}(t)\}$  - матрицы размера  $n \times n$  и  $n \times m$  соответственно, элементы которых являются знакопостоянными

$$\text{sign}[a_{ij}(t)] = \text{const}, \text{sign}[b_{ik}(t)] = \text{const}, \quad (2)$$

монотонными

$$\text{sign}[da_{ij}(t)/dt] = \text{const}, \text{sign}[db_{ik}(t)/dt] = \text{const} \quad (3)$$

функциями, имеют непрерывные первые производные и ограниченные области определения на интервале времени  $[t_0, T_f]$ .

Найти управление  $\bar{u}(t) \in E^m$ , переводящее ЛНС (1) из заданного начального состояния  $\bar{x}(t_0)$  в нулевое конечное  $\bar{x}(T_f) = \bar{0}$  за фиксированный промежуток времени  $[t_0, T_f]$  и минимизирующее функционал

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{T_f} \bar{u}^T(t) R(t) \bar{u}(t) dt. \quad (4)$$

Оптимальный закон управления для этой задачи может быть получен с помощью принципа максимума. В силу положительной определенности матрицы  $R(t)$  управление

$$\bar{u}^*(t) = -R^{-1}(t) B^T(t) \bar{p}^*(t) \quad (5)$$

обеспечивает единственный минимум функции Гамильтона для ЛНС (1) и функционала (4) [2].

**Обзор существующих решений.** Для решения данной задачи синтеза оптимального управления могут быть использованы следующие основные методы оптимизации: вариационное исчисление, динамическое программирование и принцип максимума (минимума) Понтрягина.

Первый из них, классический метод вариационного исчисления для решения задачи оптимального управления приводит к известному уравнению Эйлера-Лагранжа, которое должно быть решено при заданных граничных условиях для получения оптимальной траектории и оптимального управления. Метод предполагает непрерывность и различные условия гладкости функции и искомых вектор-функций, а допустимые области их изменения открытыми, что зачастую не выполнимо на практике.

Трудность использования метода динамического программирования обусловлена требованием дифференцируемости вспомогательной функции во всех точках фазового пространства, что не выполняется при предельных значениях координат состояния, и по времени, отсутствием общего способа определения вспомогательной функции в явной аналитической форме для нестационарных систем и общего метода решения такого уравнения в частных производных. Кроме того, при наличии ограничений типа неравенств на управляемые воздействия, оптимальное управление, полученное с использованием динамического программирования, становится сложной функцией фазовых координат, что делает его неприменимым в технических системах. В связи с этим в работе используется математический аппарат принципа минимума.

Основная трудность при решении задачи синтеза оптимальных систем управления по квадратичному функционалу качества состоит в выявлении связи вспомогательной переменной  $\bar{p}^*(t)$  и состояния  $\bar{x}^*(t)$ , которая в случае линейных нестационарных систем (ЛНС) приводит к решению нелинейного нестационарного матричного дифференциального уравнения Риккати в обратном времени [2]. Кроме того, техническая реализация оптимального закона управления с переменной матрицей усиления весьма затруднительна.

Связь между  $\bar{p}^*(t)$  и  $\bar{x}^*(t)$  может быть определена с помощью фундаментальной матрицы решения системы канонических уравнений. Для ЛНС аналитическое выражение для фундаментальной матрицы в общем случае получить невозможно. В работах [3,4] предлагается находить фундаментальную матрицу системы линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами приближенно, воспользовавшись разложениями в ряды по различным системам линейно-независимых функций. Матрицу переходов в дальнейшем используют для получения закона оптимального управления ЛНС по квадратичному функционалу качества.

Для получения оценок переменных коэффициентов дифференциальных уравнений применяют различные прямые методы, среди которых наибольшую популярность приобрели следующие методы: наименьших квадратов и различные его варианты, дифференциальной аппроксимации, стохастической аппроксимации, последовательного интегрирования и др. Каждый из них имеет свои преимущества и недостатки, но все они применимы в случае принятия предположения о квазистационарности изменения параметров ОУ. Здесь основная трудность состоит в разбиении исследуемого интервала на подынтервалы постоянства параметров, длительность которых обычно подбирается в зависимости от заданной точности аппроксимации с помощью ЭВМ многократным повторением решения при различных вариантах дробления данного интервала. Однако, при наличии значительного числа переменных коэффициентов эта процедура оказывается весьма длительной. Одно из решений данной проблемы состоит в адаптивном подходе к определению рабочих подынтервалов. Кроме того, при изменении режимов функционирования объекта может нарушаться условие квазистационарности параметров, поэтому полученные разбиение

интервала и оценки параметров не позволяют получить достоверных результатов при дальнейшем использовании такой модели в алгоритмах управления.

Точность и достоверность результатов может быть существенно повышена, если на интервале наблюдения процесса динамические характеристики объекта аппроксимировать конечными суммами ортогональных функций. При синтезе получаемых таким методом моделей основная задача – выбор определенной системы аппроксимирующих функций и определение числа коэффициентов, от которых в основном зависит требуемая точность аппроксимации динамических характеристик объекта. Такие модели имеют высокую эффективность, так как структура их несложна, они просто реализуются на ЭВМ, обладают большой гибкостью и универсальностью, достаточной точностью аппроксимации.

**Решение задачи исследования.** Рассмотрим решение линейно-квадратичной задачи оптимизации в которой для нахождения фундаментальной матрицы предлагается использовать математический аппарат принципа минимума [2] и функций Уолша [5].

Запишем каноническую систему уравнений с учетом (5) в упрощенной канонической форме

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{x}}^*(t) \\ \bar{x}^*(t) \\ \dot{\bar{p}}^*(t) \\ \bar{p}^*(t) \end{bmatrix} = N(t) \begin{bmatrix} \bar{x}^* \\ \bar{p}^* \end{bmatrix} \quad (6)$$

с граничными условиями

$$\bar{x}^*(t_0) = \bar{x}^{(0)}, \bar{x}^*(T_f) = \bar{0} \quad (7)$$

Здесь  $N(t)$  - матрица размера  $2n \times 2n$ , имеющая блочную структуру

$$N(t) = \begin{bmatrix} A(t) & -B(t)R^{-1}(t)B^T(t) \\ 0 & -A^T(t) \end{bmatrix}$$

Пусть  $W(t, t_0)$  – матрица переходов системы (6) размера  $2n \times 2n$ , которая также может быть представлена в виде блочной матрицы

$$W(t, t_0) = \begin{bmatrix} W_{11}(t, t_0) & W_{12}(t, t_0) \\ W_{21}(t, t_0) & W_{22}(t, t_0) \end{bmatrix}$$

Из основного соотношения

$$\begin{bmatrix} \bar{x}^*(t) \\ \bar{p}^*(t) \end{bmatrix} = W(t, t_0) \begin{bmatrix} \bar{x}^*(t_0) \\ \bar{p}^*(t_0) \end{bmatrix}, \quad (8)$$

учитывая (7) и предполагая, что  $W_{12}(T_f, t_0)$  невырождена, следует, что

$$\bar{p}^*(t_0) = -W_{12}^{-1}(T_f, t_0)W_{11}(T_f, t_0)\bar{x}^*(t_0).$$

Тогда уравнения (8) получим в виде

$$\bar{x}^*(t) = [W_{11}(t, t_0) - W_{12}(t, t_0)W_{12}^{-1}(T_f, t_0)W_{11}(T_f, t_0)]\bar{x}^*(t_0) = K_1(t)\bar{x}^*(t_0), \quad (9)$$

$$\bar{p}^*(t) = [W_{21}(t, t_0) - W_{22}(t, t_0)W_{12}^{-1}(T_f, t_0)W_{11}(T_f, t_0)]\bar{x}^*(t_0) = K_2(t)\bar{x}^*(t_0). \quad (10)$$

Подстановка соотношения (10) в (5) позволяет записать закон оптимального управления следующим образом:

$$\bar{u}^*(t) = -G(t)\bar{x}^*(t_0), \quad (11)$$

где изменяющаяся во времени матрица коэффициентов усиления  $G(t)$  размера  $m \times n$  имеет вид

$$G(t) = R^{-1}(t)B^T(t)K_2(t). \quad (12)$$

Так как  $R(t)$ ,  $B(t)$  заданы, то для определения  $G(t)$  необходимо найти фундаментальную матрицу  $W(t, t_0)$ .

Матрица  $W(t, t_0)$  является решением уравнения состояния

$$\dot{W}(t, t_0) = N(t)W(t, t_0) \quad (13)$$

с начальным условием  $W(t, t_0) = I$ .

Для решения уравнения (13) воспользуемся математическим аппаратом функций Уолша.

Полагаем, что найдено приближение элементов матриц

$$A(t) = \{a_{ij}(t)\}, B(t) = \{b_{ik}(t)\} \quad (i, j = \overline{1, n}), \quad (k = \overline{1, m})$$

в виде рядов по системе функций Уолша, постоянные коэффициенты которых определяются либо по известным формулам [5] в случае, если известно математическое описание объекта, либо с использованием алгоритма параметрической идентификации ЛНС, предложенного авторами в работе [6], в противном случае. В силу того, что матрица  $R(t) = \{r_{ik}(t)\} (i, k = \overline{1, m})$  задана, ее элементы также могут быть аппроксимированы рядами по системе функций Уолша. Т.е. имеем представления элементов матриц  $A(t)$ ,  $B(t)$ ,  $R(t)$  рядами Уолша

$$a_{ij}(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} a_r^{(ij)} \varphi_r(t) \quad (i, j = \overline{1, n}), \quad A(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} A_r \varphi_r(t),$$

$$A_r = \{a_r^{(ij)}\} \quad (r = \overline{0, R-1}); \quad (14)$$

$$b_{ik}(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} b_r^{(ik)} \varphi_r(t) \quad (i = \overline{1, n}), \quad (k = \overline{1, m}), \quad B(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} B_r \varphi_r(t),$$

$$B_r = \{b_r^{(ij)}\} \quad (r = \overline{0, R-1}); \quad (15)$$

$$r_{ik}(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} r_r^{(ik)} \varphi_r(t) \quad (i, k = \overline{1, m}), \quad R(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} R_r \varphi_r(t),$$

$$R_r = \{r_r^{(ij)}\} \quad (r = \overline{0, R-1}); \quad (16)$$

С помощью разложений в ряд Уолша матрицы  $N(t) = \{n_{ij}(t)\}$  и  $W(t, t_0) = \{w_{ik}(t, t_0)\} (i, j = \overline{1, 2n})$  на рассматриваемом интервале  $[t_0, T_f]$  представим в виде

$$N(t) \approx \begin{bmatrix} \overline{n}^{-(11)T} & \cdots & \overline{n}^{-(1, 2n)T} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \overline{n}^{-(2n, 1)T} & \cdots & \overline{n}^{-(2n, 2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\varphi}_R(t) & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \overline{\varphi}_R(t) \end{bmatrix};$$

$$W(t, t_0) \approx \begin{bmatrix} \overline{w}^{-(11)T} & \cdots & \overline{w}^{-(1, 2n)T} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \overline{w}^{-(2n, 1)T} & \cdots & \overline{w}^{-(2n, 2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\varphi}_R(t) & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & \overline{\varphi}_R(t) \end{bmatrix}, \quad (17)$$

где  $\varphi_R^{-T}(t) = \{\varphi_0(t), \dots, \varphi_r(t), \dots, \varphi_{R-1}(t)\}$  - R-мерный вектор функций Уолша, заданных на интервале  $[t_0, T]$ ;  $n^{-(ij)T} = \{n_0^{(ij)}, \dots, n_r^{(ij)}, \dots, n_{R-1}^{(ij)}\}$  - R-мерные вектор постоянных коэффициентов разложения в ряд Уолша известной функции  $n_{ij}(t)$ ;  $w^{-(ij)T} = \{w_0^{-(ij)}, \dots, w_r^{-(ij)}, \dots, w_{R-1}^{-(ij)}\}$  - R-мерный вектор постоянных неизвестных коэффициентов разложения в ряд Уолша искомой функции  $W_{ij}(t, t_0)$ . Интегрируем уравнение (13), получим

$$W(t, t_0) - I = \int_{t_0}^t N(t') W(t', t_0) dt' \tag{18}$$

Обозначим подынтегральное выражение в (5.39) как

$$C(t) = N(t)W(t, t_0),$$

где  $C(t) = \{c_{jk}(t)\}$ - матрица размера  $2n \times 2n$ , элементы которой определяем следующим образом:

$$c_{ik}(t) = \sum_{j=1}^{2n} n^{-(ij)T} \varphi_R(t) w^{-(jk)} \varphi_R(t)$$

Используя свойство мультипликативности системы функций Уолша на заданном интервале  $[t_0, T_f]$ , преобразуем выражение для элементов  $c_{jk}(t)$  к виду

$$c_{ik}(t) \approx \sum_{j=1}^{2n} c_j^{-(ik)T} \varphi_R(t) = c^{-(ik)T} \varphi_R(t)$$

Здесь  $c_j^{-(ik)T} = \{c_{j,0}^{(ik)}, \dots, c_{j,r}^{(ik)}, \dots, c_{j,R-1}^{(ik)}\}$  -R-мерный вектор постоянных коэффициентов, элементы которого составлены из суммы произведений коэффициентов разложения  $n_r^{(ij)}, w_r^{(jk)}$  в ряд Уолша функций  $n_{ij}(t), w_{jk}(t, t_0)$  и могут быть определена следующим образом:

$$c_{j,r_1}^{(ik)} = \sum_{r=0}^{R-1} n_r^{(ij)} w_{r \oplus r_1}^{(jk)} \quad (r_1 = \overline{0, R-1});$$

$\overline{c}^{-(ik)T} = \{c_0^{(ik)}, \dots, c_r^{(ik)}, \dots, c_{R-1}^{(ik)}\}$  - R-мерный вектор постоянных коэффициентов, элементы которого могут быть определены как

$$c_r^{(ik)} = \sum_{j=1}^{2n} c_{j,r}^{(ik)} \quad (r = \overline{0, R-1})$$

Тогда матрица C(t) может быть определена аналогично  $N(t), W(t, t_0)$  как

$$C(t) \approx \begin{bmatrix} \overline{c}^{-(11)T} & \dots & \overline{c}^{-(1,2n)T} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \overline{c}^{-(2n,1)T} & \dots & \overline{c}^{-(2n,2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\varphi}_R(t) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \overline{\varphi}_R(t) \end{bmatrix}; \tag{19}$$

Для удобства дальнейших преобразований представим единичную матрицу размера  $2n \times 2n$  из уравнения (19) в виде

$$I = \begin{bmatrix} c^{-(1,1)T} & \dots & 0 \\ \vdots & c^{-(i,i)T} & \vdots \\ 0 & \dots & c^{-(2n,2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\varphi}_R^{(t)} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \bar{\varphi}_R^{(t)} \end{bmatrix}, \quad (20)$$

где  $c^{-(i,i)T} = \{1, 0, \dots, 0\}$  -  $i$ -мерный вектор. Учитывая, что  $\varphi_0(t) = I$  на всем интервале  $[t_0, T_f]$ , такое представление возможно.

Подставим (17), (19) и (20) в уравнение (18). Используя известное соотношение

$$\int_0^x \bar{\varphi}_N(x') dx' \approx P_{(N \times N)} \bar{\varphi}_N(x)$$

для приближенного интегрирования и выражение для операционной матрицы интегрирования [7]

$$P_{(N \times N)} = \begin{bmatrix} 1/2 & & & & \\ & 0 & -2/N I_{(N/8)} & -1/N I_{N/4} & -1/2N I_{N/2} \\ & 2/N I_{(N/8)} & O_{(N/8)} & & \\ & & 1/N I_{(N/4)} & O_{(N/4)} & \\ & & & 1/2N I_{N/2} & O_{(N/2)} \end{bmatrix},$$

которая с учетом рассматриваемого интервала  $[t_0, T_f]$  может быть определена как

$$P'_{(R \times R)} = (T_f - t_0) P_{(R \times R)}, \text{ получим}$$

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} w^{-(11)T} & \dots & w^{-(1,2n)T} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ w^{-(2n,1)T} & \dots & w^{-(2n,2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\varphi}_R(t) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \bar{\varphi}_R(t) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} e^{-(11)T} & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & e^{-(2n,2n)T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\varphi}_R(t) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \bar{\varphi}_R(t) \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} c^{-(11)T} & \dots & c^{-(1,2n)T} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c^{-(2n,1)T} & \dots & c^{-(2n,2n)T} \end{bmatrix} \otimes P'_{(R \times R)} \begin{bmatrix} \bar{\varphi}_R(t) & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & \bar{\varphi}_R(t) \end{bmatrix}, \end{aligned}$$

где  $\otimes$  - прямое произведение. Приравнявая коэффициенты при  $\bar{\varphi}_R(t)$  в обеих частях уравнения, получим

$$\begin{aligned} w^{-(ii)T} - e^{-(ii)T} &= c^{-(ii)T} P'_{(R \times R)}, \quad i = k, \\ w^{-(ik)T} &= c^{-(ik)T} P'_{(R \times R)}, \quad i \neq k \quad (i, k = \overline{1, 2n}). \end{aligned} \quad (21)$$

Уравнения (21) представляют собой систему  $2n \times 2n \times R$  линейных алгебраических уравнений, которые используются для определения неизвестных коэффициентов разложения  $W_r^{(ik)}$  ( $r = \overline{0, R-1}, i, k = \overline{1, 2n}$ ) элементов переходной матрицы  $W(t, t_0)$  в ряд Уолша.

Матрицы  $K_1(t), K_2(t)$  размера  $n \times n$  на основе полученных коэффициентов разложения в ряд Уолша элементов матрицы  $W(t, t_0)$  из уравнений (21) запишем аналогично соотношениям (14) - (16) в виде

$$k_{1ij}(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} k_{1r}^{(ij)} \varphi_r(t) \quad (i, j = \overline{1, n}), K_1(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} K_{1r} \varphi_r(t),$$

$$K_{1r} = \{k_{1r}^{(ij)}\} \quad (r = \overline{0, R-1}); \quad (22)$$

$$k_{2ij}(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} k_{2r}^{(ij)} \overline{\varphi}_r(t) \quad (i, j = \overline{1, n}), K_2(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} K_{2r} \overline{\varphi}_r(t),$$

$$K_{2r} = \{k_{2r}^{(ij)}\} \quad (r = \overline{0, R-1}); \quad (23)$$

Подстановка соотношений (23) в (12) позволяет определить матрицу усиления оптимального управления (12) в виде

$$G(t) \approx \sum_{r=0}^{R-1} R_r^{-1} B_r^T K_{2r} \overline{\varphi}_r(t) \quad (24)$$

**Заключення.** Таким образом, на основе принципа минимума выявлена структура оптимальных законов управления (24) для линейно-квадратичных задач на минимум энергии. Для установления связи между вспомогательным вектором  $\overline{p}^*(t)$  и вектором состояния  $\overline{x}^*(t)$  используется фундаментальная матрица системы упрощенных канонических уравнений. Нахождение фундаментальной матрицы осуществляется с использованием математического аппарата функций Уолша. Это позволяет получать приближенное представление искомой матрицы в виде рядов Уолша, постоянные коэффициенты которых определяются путем решения системы алгебраических уравнений. В результате применения такого подхода матрица оптимальных законов управления (11) также определена в терминах функций Уолша. Элементы матрицы являются кусочно-постоянными функциями, что значительно упрощает их реализацию по сравнению с нестационарными матрицами оптимального управления, полученными на основе решения уравнения Риккати. Предложенный подход может быть обобщен и на случай оптимального управления при неизвестных коэффициентах объекта управления с использованием предложенной авторами в работах [6, 7] параметрической сплайн-идентификации.

## Список литературы

1. Нестационарные системы автоматического управления: анализ, синтез и оптимизация / под ред. К.А.Пупкова и Н.Д.Егупова. - М.: Изд.МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2007. - 632с.
2. Атанс М. Оптимальное управление / Атанс М., Фалб П. - М.: Машиностроение, 1968.– 764 с.
3. Shin D.H. Analysis and parameter estimation of a Scaled system via shifted hegendre polynomials / Shin D.H., Chukung F. // Int. g. Syst. Sci, 1986. – v.17.- № 3. – P.400-408.
4. Chang Y.F. Analysis and identification distributed systems via double general polynomials // Int. g. Contr. – 1986. – P. 395-405
5. Chen C.F. Walsh series analysys in optimal control / Chen C.F., Hsiao C.H. // Int. g. Contr.- 1975. – v.21.- №6. – P.881-897.
6. А.А.Стенин. Адаптивная параметрическая сплайн-идентификация линейных нестационарных систем / А.А.Стенин, Е.Ю.Мелкумян Писаренко Ю.В. Солдатова М.А. // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління». – Київ: Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», 2014. - Вип. 1(24). С. 113-121.
7. А.А. Стенин. Обобщенный алгоритм идентификации линейных динамических систем на базисе сплайн-функций и функций Уолша / А.А. Стенин, М.М. Ткач, Е.Ю. Мелкумян // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління». – Київ: Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», 2012. - Вип. 20(40). С. 131-136

**Aleksandr Stenin, Ekaterina Melkumian, M. Soldatova, M. Melkumian**

*National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”*

**Synthesis of optimum control of nonstationary systems based on Walsh functions**

In this article the problem of synthesis of the closed law of management of linear non-stationary systems, optimum on power consumption, is considered. All real objects of management relatively are nonlinear and non-stationary. The analysis and synthesis of control systems for such objects represents a complex mathematical problem which decision is received for some special cases today. The majority of objects of management allows to accept the non-stationary and linearized system of the equations as mathematical model. There is an opportunity to apply the developed mathematical apparatus of the solution of the linear non-stationary differential equations to the solution of problems of management. The objects of research are linear dynamic systems with monotonous znakopostoyanny coefficients which can be presented as quasistationary systems. The work purpose - is definition of the optimum law of management of linear quasistationary systems in an analytical look. In article, on the basis of the principle of a maximum (minimum) of Pontryagin the structure of optimum laws of management for linearly-square tasks on an energy minimum is revealed. For establishment of communication between an auxiliary vector and a vector of a state the fundamental matrix of system of the simplified initial equations is used. Finding of a fundamental matrix is carried out with use of mathematical apparatus of functions of Walsh. It allows to gain an approximate impression of a required matrix in the form of Walsh's ranks. As a result of application of such approach a matrix of optimum laws of management also of an opredelen in terms of functions of Walsh that considerably simplifies their realization in comparison with the non-stationary matrixes of optimum control received on the basis of the solution of the equation of Rikkati.

Одержано 20.11.14

**УДК 631.334:006.015.7**

**К.С. Шевченко, асист.**

*Миколаївський національний аграрний університет*

## **Дослідження динаміки руху плоду баклажана після взаємодії з ножовою пластиною бича**

Проаналізовано диференційне рівняння руху тіла насінника баклажана всередині циліндричного сітчастого барабану планетарної машини для отримання насіння баклажана. Приведені графічні результати розрахунку колової швидкості для різних випадків.

**тіло насінника, пластина бича, динаміка руху, взаємодія «ножова пластина – сітчастий барабан»**

**Е.С. Шевченко, асист.**

*Николаевский национальный аграрный университет*

**Исследование динамики движения плода баклажана после взаимодействия с ножевой пластиной бича**

Проанализировано дифференциальное уравнение движения тела семенника баклажана внутри цилиндрического сетчатого барабана планетарной машины для получения семян баклажана. Приведены графические результаты расчета окружной скорости для разных случаев.

**тело семенника, пластина бича, динамика движения, взаимодействие «ножевая пластина – сетчатый барабан»**

**Постановка проблеми.** Галузь виробництва насіння овоче-баштанних культур на сьогоднішній день є однією з найменш механізованих і найбільш трудомістких. Проблема відсутності обладнання, що існує в галузі механізації процесів отримання насіння баклажанів, потребує негайного вирішення шляхом створення нових високопродуктивних машин.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** На підставі проведеного аналізу щодо машин і обладнання для овоче-баштанних культур [1, 2] з'ясовано [3, 4], що при обробці баклажану з метою виділення насіння необхідно враховувати біологічні особливості плоду після проходження стадії мацерування. Одним з найбільш ефективних способів здійснення процесу виділення є процес перетирання мацерованої маси в зазорі «ножова пластина – сітчастий барабан» [4].

Теорія взаємодії ножової пластини та баклажану відноситься до області теоретичної механіки [5], а також механіки суцільного середовища [6 - 9]. Характер взаємодії визначається інтенсивністю, часом взаємодії і матеріалом взаємодіючих тіл. Але в наведених роботах отримані результати відносяться по-перше до тіл правильної геометричної форми, по-друге, до однорідного матеріалу з вивченими властивостями.

**Мета досліджень та методика їх проведення.** Тіла рослинного походження, такі як насінник баклажану, неоднорідні за будовою, неправильної геометричної форми, та значно змінюють ці показники від сорту до сорту. Тому адекватність математичних моделей, що описують фізичну суть технологічних процесів виробництва насіння, до реальних процесів, дозволяє оптимізувати вибір конструктивних і технологічних параметрів обладнання, що створюється.

Таким чином вирішення проблеми знаходження диференційного рівняння руху насінника баклажану в середині циліндричного сітчастого барабану після взаємодії пластини бича необхідно розділити на дві складових, виходячи з конструктивних особливостей машини:

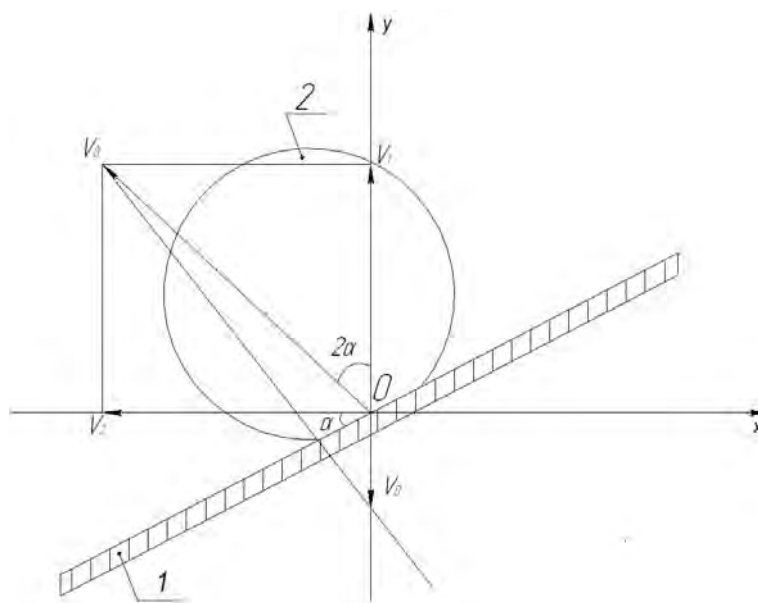
- динамічний рух тіла насінника баклажану по колу циліндричного барабану;
- рух вздовж осі циліндричного барабану.

**Результати досліджень.** Дослідимо вільний рух тіла насінника після взаємодії пластини бича. На рис.1 представлена схема взаємодії пластини бича по тілу насінника. Показано складові  $V_1$  і  $V_2$  швидкості початкового руху пластини  $V_0$  вздовж осі ОУ. Будемо вважати пластину бича нерухомою, а взвемодію кулі такою, що відбувається зі швидкістю  $V_0$  під кутом до пластини бича  $(\frac{\pi}{2} - \alpha)$ . Тоді відбивання насінника від пластини бича відбувається зі швидкістю  $V_0$  під кутом  $2\alpha$  до осі ОУ. На рис.2 показана можлива траєкторія тіла насінника після удару. В результаті розкладання швидкості  $V_0$  під кутом до пластини на складові маємо:

$$\begin{cases} V_{0x} = V_0 \cdot \sin 2\alpha = V_2; \\ V_{0y} = V_0 \cdot \cos 2\alpha = V_1. \end{cases} \quad (1)$$

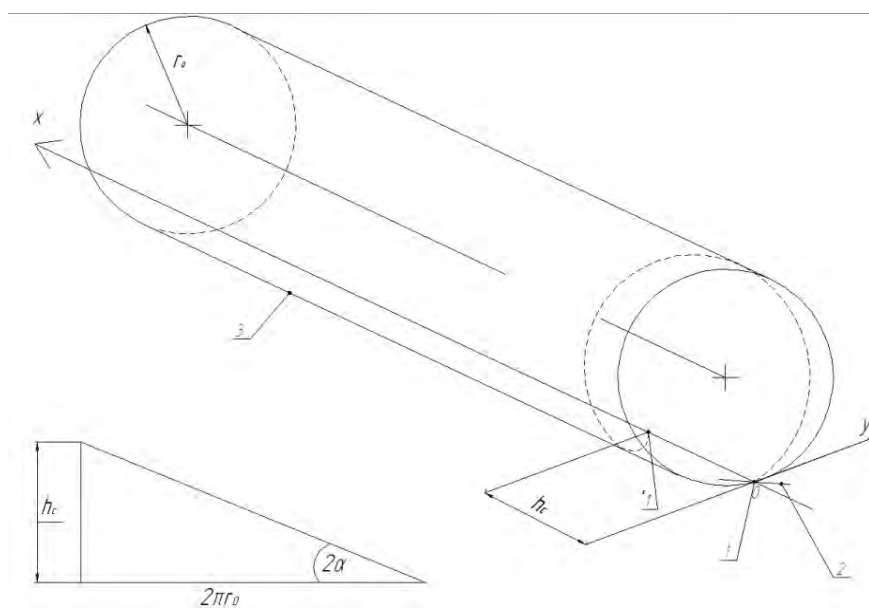
Розробка технологічного обладнання механізованого процесу отримання насіння баклажану передбачає на початковій стадії теоретичне обґрунтування процесу для правильного вибору конструкцій машини та форми робочих органів.

Зі швидкістю  $V_{0y}$  тіло починає рухатися по сферичній стінці барабана, а з швидкістю  $V_{0x}$  уздовж осі барабана ОХ. При русі тіла без тертя траєкторія була б гвинтовою лінією з кроком  $h$ . Наявність сили тертя деформує траєкторію руху.



1 – ножова пластина; 2 – тіло насінника

Рисунок 1 – Взаємодія ножової пластини бича і тіла насінника



1, 1\* – початкове і кінцеве положення насінника;  
2 – ножова пластина; 3 – барабан

Рисунок 2 – Траєкторія руху насінника по внутрішній поверхні сітчастого барабана

Описуючи динаміку руху плоду баклажана позначимо його точкою  $T$  з відповідною зосередженою масою  $m$ . Положення точки  $T$  всередині барабану показано на рис. 3. На точку  $T$  діють:  $F_{TP} = f \cdot N$ , сила нормального тиску  $P_N$  та сила тяжіння  $G = mg$ . До розгляду пропонується: рух тіла по колу радіусу  $r_0$  і рух вздовж осі  $O$ . Положення точки  $T$  на колі характеризується двома параметрами: пройденим шляхом  $S$  і кутом  $\varphi$ . При параметрі  $t=0$  в початковому положенні т.  $T$  приймає нижнє місцезнаходження. Швидкість точки по колу позначимо як  $v(\xi) = (\varphi)$ , відповідно  $v(0) = v_{ox} \cos 2\alpha = v_2 \cos 2\alpha$ . Сила нормального тиску визначаємо за виразом:

$$P_N(\varphi) = \frac{mv^2(\varphi)}{r_0} + G \cos \varphi = G \left( \frac{v^2(\varphi)}{r_0 g} + \cos \varphi \right). \quad (2)$$

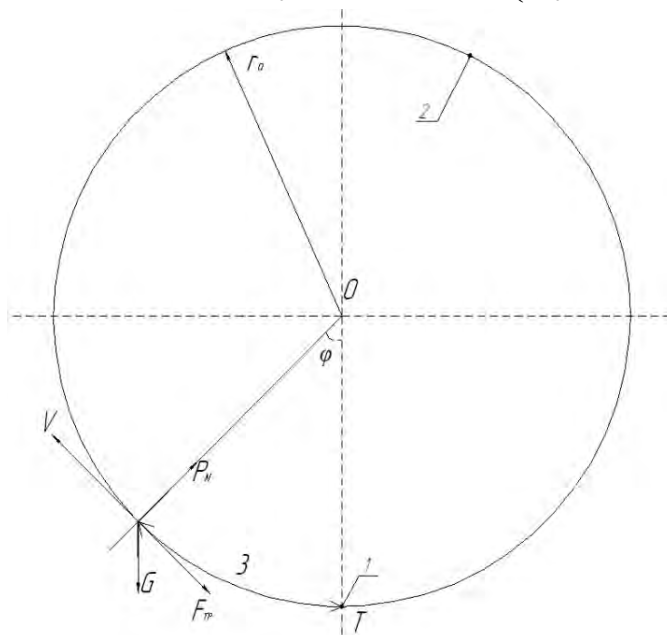


Рисунок 3 – Рух насінника по колу

В зв'язку з тим, що при  $N=0$  відбувається падіння насінника, повинна виконуватися умова  $N \geq 0$ . Умову можна представити у вигляді:

$$\frac{v^2(\varphi)}{\cos \varphi} + r_0 g \geq 0. \quad (3)$$

Сила нормального тиску  $P_N$  досягає максимального значення при  $\varphi=0$  ( $t=0$ ):

$$\max P_N = G \frac{v_{ox}^2}{r_0 g} + 1. \quad (4)$$

Мінімальне значення  $P_N$  досягає при  $\varphi=\pi$

$$\min P_N = G \frac{v_{ox}^2}{r_0 g} - 1. \quad (5)$$

Для положення, яке описує вираз (5) слід дотримуватись умови:

$$v(\pi) \geq \sqrt{r_0 g}. \quad (6)$$

при не виконанні даної умови тіло падатиме вниз.

Рівняння аеродинамічного руху, що описує рух т.  $T$  по колу має вигляд [4]:

$$mr_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -(G \sin \varphi + F_{Tp}) = -(mg \sin \varphi + fN(\varphi)). \quad (7)$$

В результаті перетворень з урахуванням складової  $N(\varphi)$  у виразі (7) рівняння руху прийме вигляд:

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{g}{r_0} \sin \varphi + \frac{m}{r_0} \left( \frac{v^2(\varphi)}{r_0} + g \cos \varphi \right) = 0. \quad (8)$$

Для подальшого розрахунку введемо кутову швидкість  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d\omega^2}{d\varphi}. \quad (9)$$

оскільки  $v(\varphi) = r_0 \omega(\varphi)$ , то

$$\frac{d^2 \varphi}{dt} = \frac{1}{2r_0^2} \cdot \frac{dv^2(\varphi)}{d\varphi^2}. \quad (10)$$

Враховуючи вищенаведене вираз (8) можна привести до вигляду

$$\frac{dv^2(\varphi)}{d\varphi} + 2fv^2(\varphi) = f(\varphi), \quad (11)$$

де  $f(\varphi) = 2gr_0(\sin \varphi + f \cos \varphi)$ ;

(12)

$f$  – коефіцієнт опору тертя.

Використовуючи початкові умови для рівняння (12) маємо:

$$\varphi = 0; v(0) = v_{0y} = v_1. \quad (13)$$

Крім того (11) справедливе у випадку при  $N=0$ , тобто до моменту

$$\cos \varphi + \frac{v^2(\varphi)}{r_0 g} = 0 \quad (14)$$

Рівняння (11) – це лінійне диференціальне рівняння першого порядку, а його рішення має вигляд

$$v^2(\varphi) = B \cdot e^{-2f\varphi} + e^{-2f\varphi} \int e^{2f\varphi} f(\varphi) d\varphi, \quad (15)$$

де  $B$  – постійна інтегрування, яка визначається з початкових умов (13).

Обчислимо інтеграл, що входить в (15)

$$k = \int e^{2f \cdot \varphi} \cdot f(\varphi) d\varphi = -2gr_0 \left[ \int e^{2f \cdot \varphi} \cdot \sin \varphi d\varphi + f \int e^{2f \cdot \varphi} \cdot \cos \varphi d\varphi \right] \quad (16)$$

Звідки маємо

$$\int e^{2f \cdot \varphi} \cdot \sin \varphi d\varphi = \frac{e^{2f \cdot \varphi}}{1 + 4f^2} (2f \sin \varphi - \cos \varphi);$$

$$\int e^{2f \cdot \varphi} \cdot \cos \varphi d\varphi = \frac{e^{2f \cdot \varphi}}{1 + 4f^2} (2f \cos \varphi + \sin \varphi).$$

Тоді

$$k = -2gr_0 \left( \frac{e^{2f \cdot \varphi}}{1 + 4f^2} \right) [3f \cdot \sin \varphi - (1 - 2f^2) \cos \varphi] \quad (17)$$

Після підстановки виразу для інтеграла (17) в рівняння (15), останнє має вигляд:

$$v^2(\varphi) = \left[ v_1^2 - 2gr_0 \frac{(1 - 2f^2)}{(1 + 4f^2)} \right] \cdot e^{-2f\varphi} + \frac{2gr_0}{(1 + 4f^2)} [(1 - 2f^2) \cos \varphi - 3f \sin \varphi] \quad (18)$$

або в безрозмірному вигляді

$$v^2(\varphi) = \left[ 1 - \frac{2gr_0}{v^2} \frac{(1 - 2f^2)}{(1 + 4f^2)} \right] \cdot e^{-2f\varphi} + \frac{2gr_0}{v_1^2(1 + 4f^2)} [(1 - 2f^2) \cos \varphi - 3f \sin \varphi], \quad (19)$$

де  $\bar{v} = \frac{v(\varphi)}{v_1}$ .

Якщо  $f=0$ , тоді рівняння (19) матиме вигляд

$$\bar{v}^2(\varphi) = 1 - \frac{2gr_0}{v_1^2} (1 - \cos \varphi). \quad (20)$$

Результати розрахунку колової швидкості наглядно представлені на рис. 4

$$f = 0; \bar{v}^2(\varphi) = 1 - 2 \left( \frac{gr_0}{v_1^2} \right) (1 - \cos \varphi);$$

$$f = \frac{1}{3}; \overline{v^2}(\varphi) = \left[ 1 - 2 \left( \frac{gr_0}{v_1^2} \right) \right] - e^{-\varphi} + \frac{1}{2} \left( \frac{gr_0}{v_1^2} \right) (\cos \varphi - 3 \sin \varphi);$$

$$f^2 = \frac{1}{3}; \overline{v^2}(\varphi) = e^{-1,42\varphi} - 1,42 \left( \frac{gr_0}{v_1^2} \right) \sin \varphi.$$

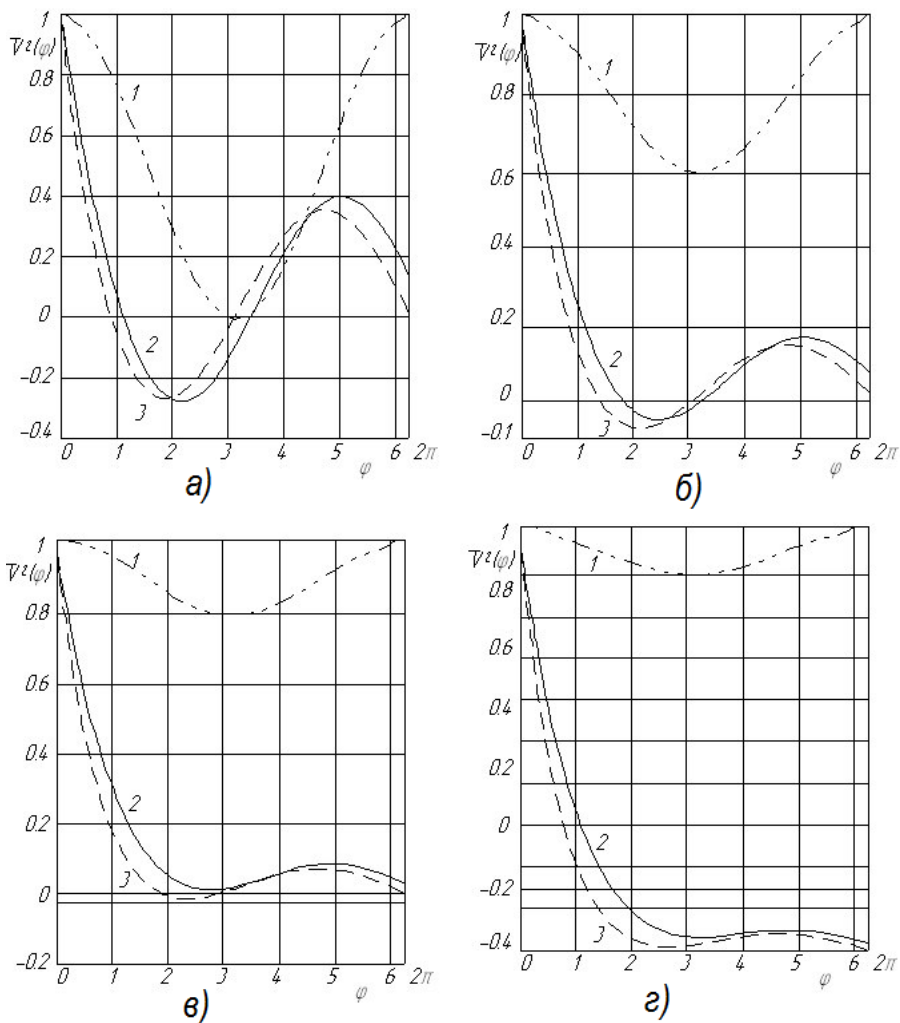
Розглядаємо подальший рух тіла після взаємодії мацерованих насінників і ножових пластин бичів вздовж осі барабана  $OX$ . Рівняння руху має вигляд:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + F_{TP} = 0, \tag{21}$$

де  $F_{TP} = G \cdot f \cdot \overline{P_N}(\varphi),,$

$$P_N = \frac{P_N(\varphi)}{G} = \left( \frac{v_1^2}{v_0 g} v^2(\varphi) + \cos \varphi \right),$$

$$\overline{v^2}(\varphi) = \left[ 1 - \frac{2gr_0}{v_1^2} \cdot \frac{(1 - 2f^2)}{(1 - 4f^2)} \right] \cdot e^{-2f\varphi} + \frac{2gr_0}{v_1^2(1 - 4f^2)} [(1 - 2f^2) \cos \varphi - 3f \sin \varphi]. \tag{22}$$



а – при  $v_1^2=7$  (м/с)<sup>2</sup>; б – при  $v_1^2=9$  (м/с)<sup>2</sup>;  
 в – при  $v_1^2=16$  (м/с)<sup>2</sup>; г – при  $v_1^2=36$  (м/с)<sup>2</sup>;  
 1- $f=0$ ; 2- $f=0,3$ ; 3- $f=0,5$

Рисунок 4 – Залежності окружної швидкості тіла насінника від коефіцієнта тертя  $f$

Вираз (22) є досить складним для інтегрування, тому запишемо його в наступному вигляді:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + fN_0 = 0, \quad (23)$$

де  $N_0 = \text{const}$  – деяке середнє значення  $N(\varphi)$ .

$$\text{Тоді } x(t) = v_2 t - \frac{fN_0 t^2}{m} = 0, \quad (24)$$

де  $v_2 = x(0) = v_0 \sin 2\alpha$

З виразу (24) встановлено раціональний кут нахилу ножової пластини бича до осі, який знаходиться в діапазоні  $13^0 \dots 18^0$ . Дані значення величини кута забезпечують якісне відділення насіння від насінневих волокон насінника при мінімальній кількості обертів робочого органу. Якщо зменшити даний показник насінник не зможе досягнути наступної ножової пластини, а збільшення його приведе до того, що він пройде зону дії наступної пластини. В результаті чого взаємодія ножової пластини і насінника не буде якісною, тобто не буде відбуватися повне відділення насіння.

Для знаходження середнього значення  $N_0$  використаємо:

$$N_0 = \frac{G}{\alpha_0} \int_0^{\alpha_0} \bar{N}(\varphi) d\varphi, \quad (25)$$

де  $\alpha_0$  – кут що відповідає моментів  $\bar{N}(\varphi) = 0$ .

Розрахунки показали, що  $\alpha_0 = \pi$ .

Представимо залежність  $\bar{N}(\varphi)$  у вигляді:

$$\bar{N}(\varphi) = x_1 e^{-2f\varphi} + x_2 \cos \varphi + x_3 \sin \varphi, \quad (26)$$

звідки

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{v_2^2}{r_0 g} - 2 \frac{(1-2f^2)}{(1+4f^2)} = 1 + \frac{v_2^2}{r_0 g} - \frac{3}{1+4f^2}; \\ x_2 &= 1 + 2 \frac{(1-2f^2)}{(1+4f^2)} - \frac{3}{1+4f^2}; \\ x_3 &= -\frac{6}{1+4f^2}. \end{aligned}$$

Виконуючи інтегрування та підставивши вираз (26) в (25), маємо:

$$N_0 = \frac{G}{\alpha_0} \left\{ x_1 \frac{1}{2f} (1 - e^{-2f\pi}) + 2x_3 \right\} = G \left\{ x_1 \frac{1 - e^{-2f\pi}}{2f\pi} + 2 \frac{x_3}{\pi} \right\}. \quad (27)$$

В результаті перетворень вираз (24) прийме вигляд:

$$N_0 = v_2 t - fg \left\{ \frac{x_1}{2} \frac{(1 - e^{-2f\pi})}{2f\pi} + \frac{x_3}{\pi} \right\} t^2. \quad (28)$$

Зазначимо, що максимальне значення часу повинне відповідати моменту  $t_0 = t(\alpha_0)$ , тобто

$$\max(t) = x(t_0) = v_e(t_0) - fg \left\{ \frac{x_1}{2} \frac{(1 - e^{-2f\pi})}{2f\pi} + \frac{x_3}{\pi} \right\} t_0^2. \quad (29)$$

Якщо прийняти  $f=0,5$  – максимальне значення коефіцієнта при треті насінника по оцинкованому решету, будемо мати рівняння руху тіла насінника у вигляді

$$x(t) = v_2 t - 4,9(x_1 \cdot 0,15 - 0,48) \cdot t^2. \quad (30)$$

**Висновок:** описання диференційного рівняння руху насінника баклажану в середині циліндричного сітчастого барабану машини для отримання насіння солодкого та гострого баклажану дає можливість прогнозувати його траєкторію та місце знаходження в певний час.

## Список літератури

1. Медведев В.П. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур. / В.П. Медведев, А.В. Дураков - М.: Агропромиздат, 1985. - 320с.
2. Анисимов И. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур. / Иван Анисимов. - Кишинев: Штиинца, 1987. - 292с.
3. Инженерные методы исследования ударных процессов [Батуев Г.С., Голубков Ю.В., Ефремов А.К., Федосов А.В.]. - М.: Машиностроение, 1969. - 248 с.
4. Гольдский В. Удар, теория и физические свойства соударяющихся тел. / В. Гольдский. - Москва: Стройиздат, 1965. - 368с.
5. Динник А. Удар и сжатие упругих тел. / А. Динник. - Киев.: Издательство АН УССР, 1952. - 142 с.
6. Поздеев В. Прикладная гидродинамика электрического разряда в жидкости. / Валерий Поздеев. - Київ: Наук. думка, 1980. - 192 с.
7. Мартыненко В. Операционное исчисление. / В. Мартыненко - К.: Вища шк., 1973. - 268 с.
8. Двайт Г. Таблицы интегралов и другие математические формулы: перев. с англ. / Г. Двайт. - М.: Наука, 1966. - 228 с.

**Katerina Shevchenko**

*Nikolaev National Agrarian University*

### **Study of dynamics of eggplant fruit after interaction with knife plate rod**

The paper analyzes the problems of allocation of seeds from the fruit of the eggplant. The investigations of planetary machines to solve this problem. Analytical studies the allocation of seeds of the fruit of the eggplant. And also investigated the interaction of blade plate and a fruit machine to obtain responses. We obtain the differential equation of motion of the body aubergine seed inside a cylindrical mesh drum planetary machines for seed eggplant. Graphic results of the calculation are given the angular velocity for different occasions. Description of the differential equations of motion aubergine seed in the middle of a cylindrical mesh drum machine for Aubergine seeds makes it possible to predict its trajectory and location at a certain time.

**body testes, plate rod, driving dynamics, the interaction of "blade plate - mesh drum"**

Одержано 04.11.14

УДК 62-356

**І.А. Швець, викл.**

*Первомайський політехнічний інститут національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Первомайськ*

## Визначення параметрів газового потоку на виході з електромеханічного актуатора формування амплітуди

В статті описано проблеми при конвертації (переведенні) з рідкого на альтернативне газове паливо двигун-генераторних установок малої та середньої циліндрової потужності, що використовуються в сільському господарстві. Для подачі газового палива в двигун запропонована імпульсна система подачі. Розглянуто особливості будови та роботи одного з її елементів – електромеханічного актуатора формування амплітуди (ЕМАФА). Крім того, представлено математичні залежності, що визначають параметри газового потоку на виході з пристрою, та наведено результати випробувань статичної продувки повітрям дослідного зразка ЕМАФА.

**електромеханічний актуатор, перепад тиску, тиск на вході, тиск на виході, дроселювання, прохідний переріз**

**И.А. Швец, препод.**

*Первомайский политехнический институт национального университета имени адмирала Макарова, Первомайск*

**Определение параметров газового потока на выходе из электромеханического актуатора формирования амплитуды**

В статье описаны проблемы при конвертации (переводе) с жидкого на альтернативное газовое топливо двигатель-генераторных установок малой и средней цилиндрической мощности, используемых в сельском хозяйстве. Для подачи газового топлива в двигатель предложена импульсная система подачи. Рассмотрены особенности строения и работы одного из ее элементов – электромеханического актуатора формирования амплитуды (ЭМАФА). Кроме того, представлены математические зависимости, определяющие параметры газового потока на выходе из устройства, и приведены результаты испытаний статической продувки воздухом опытного образца ЭМАФА.

**электромеханический актуатор, перепад давления, давление на входе, давление на выходе, дроселирование, проходное сечение**

**Вступ.** Стан речей на паливно-енергетичному ринку України на сьогодні вимагає необхідності подальшого розвитку альтернативної енергетики, адже цей шлях вирішення проблем в енергетиці є пріоритетним для поліпшення стану енергетичної незалежності держави.

Після підписання угоди про асоціацію з ЄС, деякі європейські партнери розглядають Україну як вагомий сегмент аграрного ринку ЄС [1]. Відповідно, потрібна реалізація комплексу заходів щодо реформування економіки держави для підвищення ефективності сільського господарства.

Вирішення проблем паливно-енергетичного сектору та сільського господарства знаходиться в одній площині, адже переробка сировинних продуктів, таких як: лузга, тирса, солома, перегній, жом та інших на альтернативні види палива є одним з шляхів вирішення проблеми енергозабезпечення як промисловості, так і сільського господарства.

Значною перевагою при переробці продуктів сировини сільськогосподарського призначення, є можливість отримання з них палива в потрібному агрегатному стані (рідкому або газоподібному) за рахунок реалізації сучасних технологій переробки, причому, або безпосередньо на місці розташування, або на незначній відстані від джерела їх отримання. За рахунок цього є можливість отримання альтернативного виду палива (рідкого або газового) з наступною його утилізацією на об'єкті сільськогосподарської діяльності для задоволення власних потреб.

Такими об'єктами утилізації можуть бути, наприклад, мобільні електростанції малої та середньої циліндрової потужності, призначені для роботи на альтернативному паливі, що набули останнім часом широкого застосування в фермерських господарствах. Це дає змогу ощадити електроенергію та забезпечити власні потреби енергоспоживання при використанні спеціального технологічного обладнання, «віяльних» відключеннях, погодних негараздах та в інших випадках.

Враховуючи доступ користувача до наявної сільськогосподарської сировини, можливості її переробки на альтернативні види палива (біогаз, чадний газ та інших), постає питання забезпечення швидкої та ефективної конвертації (переводу) на газове паливо мобільних електростанцій малої та середньої циліндрової потужності для забезпечення власних потреб.

**Постановка проблеми.** При конвертації (переходу) двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на новий вид газового палива альтернативного походження необхідно враховувати його специфіку, а саме: хімічний склад палива, енергетичну калорійність, робочий тиск, температуру та наявність в ньому вологи або інших часток. Необхідно також врахувати максимальну витрату газу на виході з технологічної установки для отримання даного виду палива, можливості його подальшого компримування або накопичення в ємностях для зберігання, тип встановленої системи подачі рідкого палива, тощо.

Забезпечення вихідних параметрів ДВЗ на заданому рівні з урахуванням вище перелічених вимог матиме визначальний вплив при виборі чи удосконаленні існуючої, або при розробці елементів нової системи подачі газового палива.

При цьому головним завданням при удосконаленні існуючої або створенні нової системи подачі газового палива є підвищення її техніко-економічної ефективності, шляхом забезпечення мінімально необхідної, але достатньої циклової порції палива для отримання заданої потужності із забезпеченням стійкої частоти обертання колінчастого валу, що принципово важливо для двигун-генераторних установок.

Таким чином, вирішення завдання підвищення ефективності двигунів внутрішнього згоряння під час конвертації (переводі) з рідкого палива на альтернативне газове є актуальною проблемою.

Для більшості існуючих систем подачі газового палива першого покоління основним способом подачі газового палива у впускний колектор є безперервна, ежекційна подача палива під сталим тиском. Основні конструктивні особливості такого роду систем, їх переваги та недоліки розглянуто в [3,4] та інших. Але останнім часом зазначені системи витісняються більш перспективними системами з інжекторним вприскування газового палива. Це обумовлено підвищенням точності дозування циклової порції газового палива за рахунок керування часом дроселювання газового палива.

Такою можливістю володіє також запропонована та описана в [ 2 ] система імпульсної подачі газового палива, головна сутність якої полягає у короткочасному фазованому та керованому імпульсному дроселюванні газу у відповідності з режимом роботи двигуна.

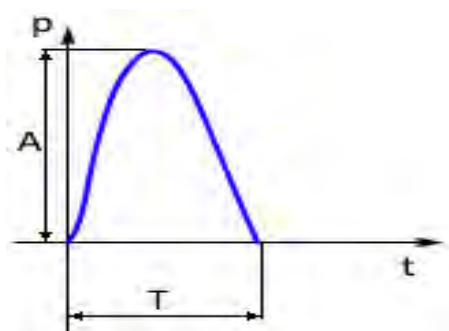
**Формулювання цілей.** Важливу роль на процес дроселювання газу у впускний канал, у вищезгаданій системі подачі палива, відіграє величина тиску газового палива у

внутрішній порожнині електромеханічного актуатора подачі палива (ЕМАПП), величина якого в свою чергу залежить від тиску на виході з електромеханічного актуатора формування амплітуди (ЕМАФА).

Відповідно, завданням даної роботи було отримання аналітичних залежностей для визначення параметрів газового потоку на виході з ЕМАФА та перевіркою правильності отриманих результатів в ході експериментального дослідження.

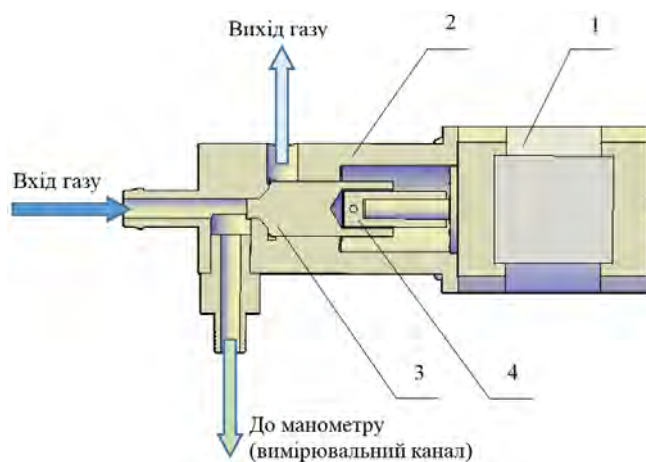
**Викладення основного матеріалу.** Ефективність роботи вищезгаданої системи подачі газового палива залежить від синхронної взаємодії трьох електромеханічних актуаторів: формування амплітуди тиску, керування дросельною заслінкою (ЕМАКДЗ) та подачі газового палива, на кожен з яких покладене виконання конкретного завдання.

Основним завданням ЕМАФА є забезпечення потрібного рівня амплітуди тиску  $A$  (рис. 1) з метою забезпечення потрібної витрати газового палива за період часу  $T$  в залежності від режиму роботи двигуна. Для його реалізації пропонується конструкція пристрою представлена на рис. 2.



$A$  – амплітуда тиску;  $T$  – період дії імпульсу

Рисунок 1 – Параметри імпульсу тиску газу



1 – кроковий двигун; 2 – корпус; 3 – запірний клапан; 4 – приводна втулка

Рисунок 2 – Поперечний розріз ЕМАФА

Газове паливо, виходячи із баллону, проходить через редуктор високого тиску (РВТ), та теплообмінник (ТО), після чого потрапляє у вхідний канал ЕМАФА. Даний канал має сполучення з додатковим каналом, що має вихід на манометр. Необхідність контролю тиску на вході в ЕМАФА пов'язана з тим, що дана величина тиску задається РВТ. При наближенні витрати газу з балону до мінімального значення спостерігається зниження тиску на виході з редуктору, і відповідно, на вході в ЕМАФА. Крім того перед ЕМАФА встановлено теплообмінник для підтримання робочих параметрів газового потоку: тиску та температури. Зважаючи на нестационарний та невірноважений характер протікання процесу теплообміну, при підводі тепла від системи охолодження двигуна до газового потоку, будуть наявні незначні коливання для тиску та температури газу на вході в ЕМАФА.

Встановлення заданого рівня тиску та витрати газу на виході з ЕМАФА реалізує запірний клапан 3. Осьовий рух його в корпусі 2 призводить до відкриття або закриття впускного каналу, з'єднаного з випускним, що супроводжується зміною площі поперечного перетину вхідного отвору. Керована зміна геометрії отвору вхідного каналу забезпечує зміну вищезгаданих параметрів газового потоку.

Осьовий хід запірного клапану 3 здійснюється завдяки наявності на його зовнішній поверхні різьби, яка з метою забезпечення умов точного регулювання параметрів та газощільності пари «корпус-клапан» виконана з кроком 0.50 мм.

Обертання запірною клапану 3 здійснюється за допомогою приводної втулки 4, яка насаджена на вал крокового двигуна 1. Керування кроковим двигуном здійснюється завдяки 3-х осьовому мікроконтролеру, під'єданого до персональної обчислювальної машини (ПЕОМ), оснащеної відповідним прикладним програмним забезпеченням.

Для отримання аналітичних залежностей для визначення швидкості та коефіцієнту втрат місцевих втрат напору на ділянці «вхід-вихід» напишемо рівняння Бернуллі для реальної нестисливої рідини для вказаної ділянки ЕМАФА.

$$z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + h_{e,i,i+1} = const \quad (1)$$

де  $i, i+1$  – індекси величини що входять до рівняння, які відповідають вхідним ( $i$ ) та вихідним ( $i+1$ ) параметрам потоку рідини (газу);

$z_i, z_{i+1}$  – відповідно відстані центрів ваги прохідних перерізів отворів входу та виходу потоку;

$p_i, p_{i+1}$  – відповідно тиск рідини (газу) на вході та виході з ЕМАФА;

$\rho$  – густина рідини (газу);

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\alpha_i, \alpha_{i+1}$  – відповідно коефіцієнт Кориоліса для потоку рідини (газу) на вході та виході з ЕМАФА;

$v_i, v_{i+1}$  – відповідно швидкість потоку рідини (газу) на вході та виході з ЕМАФА;

$h_{e,i,i+1}$  – втрати напору потоку рідини (газу) на ділянці  $i_{i+1}$ .

Як відомо з [5,6] втрати напору при русі потоку складаються з місцевих втрат та втрат напору по довжині, тобто:

$$h_{e,i,i+1} = h_{m.e,i,i+1} + h_{e.d,i,i+1} \quad (2)$$

Визначення втрат напору на подолання місцевих опорів виконаємо за допомогою формули Вейсбаха, тобто:

$$h_{m.e,i,i+1} = \xi_{i,i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g}, \quad (3)$$

де  $\xi_{i,i+1}$  – коефіцієнт місцевих втрат напору на ділянці «вхід-вихід» ЕМАФА.

Втрати напору по довжині відповідно по формулі Дарсі- Вейсбаха:

$$h_{e.d,i,i+1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_{i+1}^2}{2g}, \quad (4)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт втрат на тертя по довжині;

$l$  – довжина ділянки що розглядається;

$d$  – гідравлічний діаметр каналу що розглядається.

Тобто рівняння (1) з урахуванням (3) та (4) приймає вигляд:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + \xi_{i,i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v_{i+1}^2}{2g} = const. \quad (5)$$

Якщо знехтувати втратами напору потоку газу на ділянці «вхід-вихід» ЕМАФА по довжині внаслідок її малої протяжності, то залежність (6) набуде наступного вигляду:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + \xi_{i,i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g}. \quad (6)$$

Для подальшого спрощення рух газового потоку будемо розглядати як такий, що відбувається в одній площині, тоді можна вважати що:  $z_i = z_{i+1} = z$ . Внаслідок чого рівняння (6) має вигляд:

$$\frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} + \xi_{i,i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} \quad (7)$$

Для перевірки адекватності отриманих аналітичних виразів було проведено експериментальне дослідження, під час проведення якого було виявлено, що при початковому відкритті вихідного отвору акuatorу, що відповідає значенням площі отвору  $f_i = 5\% \dots 15\%$  від  $f_{max}$ , спостерігається зниження потенційної складової енергії потоку на виході і наростання кінетичної, тобто  $p_{i+1} \rightarrow 0$ . Результатом цього є:

$$\frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{v_i^2}{2 \cdot g} - \alpha_{i+1} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} - \xi_{i_{i+1}} \cdot \frac{v_{i+1}^2}{2 \cdot g} = 0. \quad (8)$$

Для спрощення залежності (8) помножимо ліву та праву частину рівняння на  $2g$ , та на  $\rho$ , і в результаті маємо:

$$2 \cdot p_i + \alpha_i \cdot \rho \cdot v_i^2 - \alpha_{i+1} \cdot \rho \cdot v_{i+1}^2 - \xi_{i_{i+1}} \cdot \rho \cdot v_{i+1}^2 = 0. \quad (9)$$

Використаємо рівняння нерозривності потоку для взаємозв'язку швидкостей потоку газу на вході та виході, в результаті отримаємо:

$$Q = v_i \cdot f_i = v_{i+1} \cdot f_{i+1} = const \text{ тоді } \rightarrow v_i = \frac{v_{i+1} \cdot f_{i+1}}{f_i}. \quad (10)$$

Підстановка залежностей (10) в рівняння (9) дає наступний результат:

$$2 \cdot p_i + \rho \cdot v_{i+1}^2 \cdot \left( \alpha_i \cdot \frac{f_2}{f_1} - \alpha_{i+1} - \xi_{i_{i+1}} \right) = 0. \quad (11)$$

Звідки отримуємо залежності для наступних величин: (за умови малого значення площі вихідного отвору ЕМАФА, тобто  $p_{i+1} \rightarrow 0$ ):

- тиску потоку на вході

$$p_i = \frac{-\rho \cdot v_{i+1}^2 \cdot \left( \alpha_i \cdot \frac{f_2}{f_1} - \alpha_{i+1} - \xi_{i_{i+1}} \right)}{2}; \quad (12)$$

- швидкості потоку на виході

$$v_{i+1} = \sqrt{\frac{-2 \cdot p_i}{\rho \cdot \left( \alpha_i \cdot \frac{f_2}{f_1} - \alpha_{i+1} - \xi_{i_{i+1}} \right)}}; \quad (13)$$

- коефіцієнту місцевих втрат на вході

$$\xi_{i_{i+1}} = \frac{2 \cdot p_i}{\rho \cdot v_{i+1}^2} + \alpha_i \cdot \frac{f_2}{f_1} - \alpha_{i+1}. \quad (14)$$

Витрата газового палива може бути визначена на основі залежності

$$G_i = \mu_i \cdot \rho_i \cdot f_i \cdot w_i \quad (15)$$

де  $\mu_i$  – коефіцієнт витрати випускного отвору акuatorу;

$\rho_i$  – густина газового потоку на виході з акuatorу;

$f_i$  – поточне значення площі вихідного ЕМАФА;

$w_i$  – швидкість руху газового потоку через випускний отвір;

Причому форма отвору на виході з ЕМАФА представляє собою сегмент кола з центральним кутом  $\alpha$ , площа якого змінюється в залежності від осевого переміщення запірною клапану на величину  $h_i$  (рис. 3), і може бути визначена як:

$$f_i = \left( R^2 \cdot \arccos\left(\frac{R-h_i}{R}\right) - (R-h_i) \cdot \sqrt{R^2 - (R-h_i)^2} \right), \quad (16)$$

де  $R$  – радіус вихідного отвору ЕМАФА;

$h_i$  – поточна величина переміщення запірною клапану.

Представлені математичні залежності (1) – (16) базуються на основі наступних допущень:

- 1) рух газового потоку на  $i$ -й ділянці каналу, для малого проміжку часу може вважатися як усталений та одномірний;
- 2) нехтуємо незначними коливаннями тиску та температури при русі потоку.

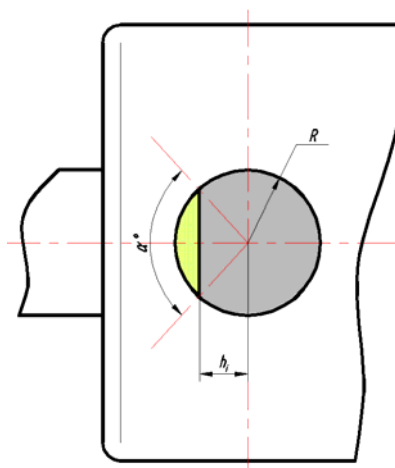
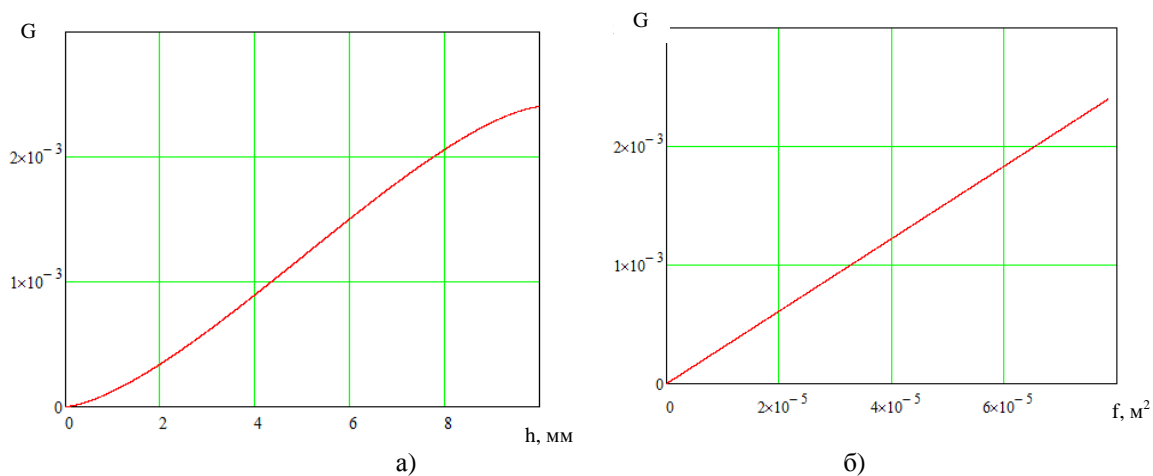


Рисунок 3 – До визначення площі прохідного отвору ЕМАФА

На кафедрі ДВЗ Первомайського політехнічного інституту національного університету кораблебудування було створено програму розрахунку в середовищі MathCAD, на основі результатів якої побудовані наступні графічні залежності (рис.4):

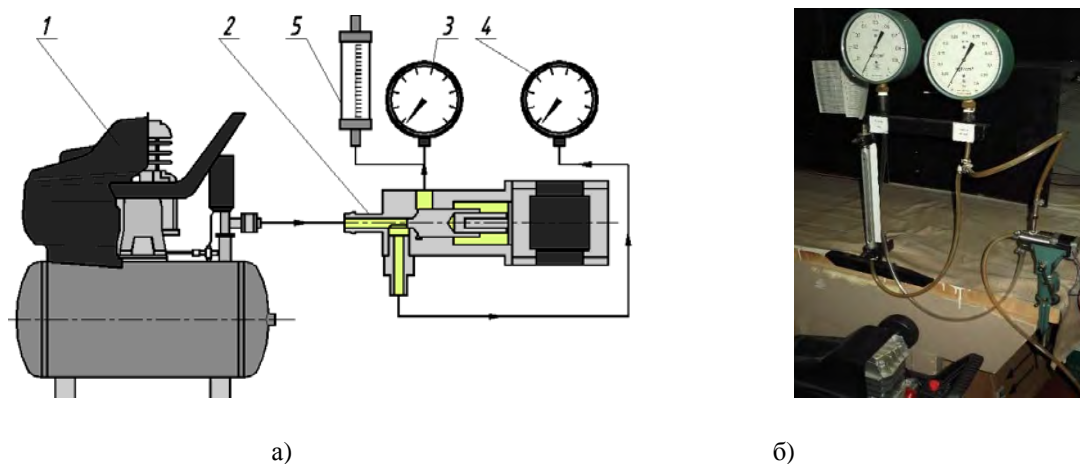


а) від величини осьового ходу запірного клапану; б) від площі отвору на виході

Рисунок 4 – Залежність масової витрати газу на виході з ЕМАФА

Адекватність результатів, отриманих в ході розрахунку, як правило підтверджується або спростовується в ході експериментального дослідження. Саме тому було створено випробувальну установку для статичної продувки ЕМАФА повітрям. Принципова схема та реальне фото зазначеної установки представлені на рис.5.

Оснoву представленої установки складає компресор 1, який є джерелом стиснутого повітря. Підведення повітря до вхідного каналу ЕМАФА та приладів вимірювання здійснено за допомогою гумового трубопроводу. Контроль тиску відповідно здійснювався на вході манометром 4, а на виході манометром 3. Для контролю витрати повітря було задіяно ротаметр 5.



а) схема; б) загальний вигляд; 1 – компресор; 2 - ЕМАФА;  
3 – манометр тиску на виході з ЕМАФА; 4 – манометр тиску на вході в ЕМАФА; 5 – ротаметр

Рисунок 5 – Експериментальна установка

На рис.5 б представлено фото реальної випробувальної установки розміщеної в лабораторії досліджень гідравлічних та газодинамічних процесів кафедри ДВЗ Первомайського політехнічного інституту національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Використання мікроконтролеру у взаємодії з ПЕОМ дозволило програмним шляхом керувати роботою крокового двигуна, впливаючи на поточну величину осьового переміщення запірнього клапану, тим самим програмно змінювати площу прохідного перерізу на виході з ЕМАФА. Завдяки спеціалізованому програмному забезпеченню здійснювався вплив на кінематичні та динамічні характеристики крокового двигуна, з метою покращити швидкодію пристрою.

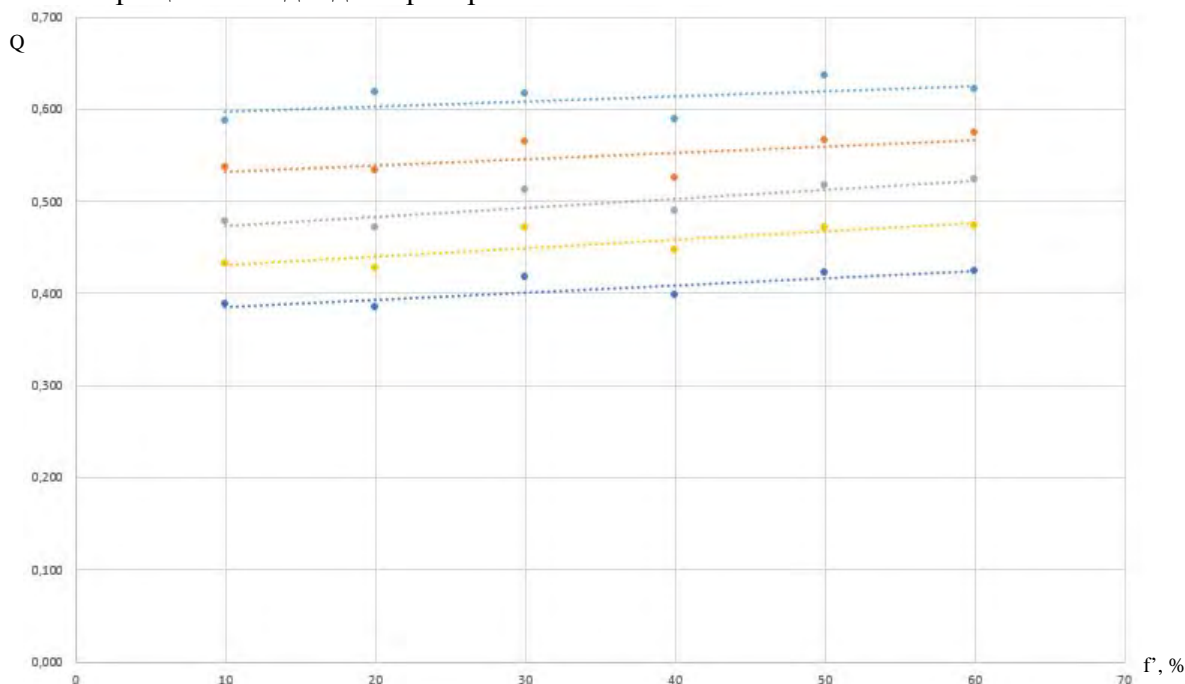


Рисунок 6 – Залежність об'ємної витрати газу на виході з ЕМАФА від відносної величини площі відкриття отвору на виході та початкового тиску на вході

Як видно з рис. 4,б та рис. 6, розрахункова масова та експериментальна об'ємна витрата повітря в залежності від величини відкриття вихідного отвору мають лінійний характер зміни.

#### **Висновки:**

1. Параметри газового потоку на виході з ЕМАФА, що були визначені при використанні запропонованих вище математичних залежностей показали автентичність до результатів, отриманих в ході експериментального дослідження на випробувальній установці.

2. Аналіз математичних залежностей підтверджений результатами експериментального дослідження показав, що основними факторами впливу на витратні характеристики ЕМАФА є величина площі прохідного перерізу вихідного отвору та тиск газу на вході в пристрій.

#### **Список літератури**

1. Л. А. Чеканська, Євроінтеграційні процеси України та їх вплив на інвестування в АПК / Л. А. Чеканська – № 10, 2014, 5 с. – Електронне наукове фахове видання "Ефективна економіка" включено до переліку наукових фахових видань України з питань економіки - № 10.
2. Матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні проблеми двигунобудування: стан. ідеї, рішення». 22 -23 травня 2013 року – ДВЗ. – Первомайськ: ППІ НУК 2013 р. – 320 с.
3. Ерохов В.И. Легковые газобаллонные автомобили: Устройство, переоборудование, эксплуатация, ремонт./ Ерохов В.И. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 238с.
4. Лиханов В.А., Девятьянов Р.Р. Применение и эксплуатация газобаллонного оборудования: Учебное пособие. / Лиханов В.А., Девятьянов Р.Р. – Киров: Вятская ГСХА, 2006. – 183 с.
5. Сергель О.С., Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов./ Сергель О.С., – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с., ил.
6. Идельчик И.Е., Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Идельчик И.Е., под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: ил.
7. Круглов М.Г., Меднов А. А., Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»./ Круглов М.Г., Меднов А. А. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.: ил.

#### **Shvets Igor**

*Pervomajskij Polytechnic Institute National University of Shipbuilding named after admiral Makarov*

#### **Characterization of the gas stream at the outlet of the electromechanical actuator formation amplitude**

The main purpose of the article is to solve the problem of increasing the efficiency of internal combustion engines during the conversion (transition) from liquid fuel to gas alternative.

The article describes the problem when converting (transition) with alternative liquid fuel gas engine generator sets of small and medium power cylinder used in agriculture. For supplying gaseous fuel to the engine offered pulse delivery system. The features of the structure and work of one of its elements - electromechanical actuator forming amplitude (EMAFA). Besides, there are mathematical relationships that define the parameters of the gas flow at the outlet of the device and the results of tests of static air purge prototype EMAFA.

The resulting mathematical relationships to determine the parameters of the gas flow at the outlet of the authenticity of the results showed EMAFA obtained in the pilot study on the test set.

**electromechanical actuator, pressure drop, inlet pressure, outlet pressure, throttle, orifice**

Одержано 21.11.14

## Зміст

<i>Katerina Vasytkovs'ka, Olexyi Vasytkovs'kyu, Sergiy Leschenko, Дмитро Petrenko</i> Characterization of peripherally based cells of the pneumatic-mechanical seeding machine of accurate sowing for tilled crops .....	3
<i>Д.А. Дерев'яно</i> Вплив травмування на міцність насіння зернових культур .....	7
<i>К.М. Думенко, І.В. Думенко, І.С. Павлюченко, Д.С. Нагерняк, М.О. Свірень</i> Фактори, що впливають на оптимальні параметри роботи машини транспортного типу для подрібнення насінника гарбуза .....	13
<i>Р.В. Кісільов, П.Г. Лузан, Ю.В. Мачок, О.В. Нестеренко</i> Дослідження процесу приготування кормових сумішей для ВРХ комбінованим змішувачем .....	20
<i>Е. Б. Алієв, В. В. Лиходід, В. М. Забудченко, В. В. Івлєв</i> Результати дослідження процесу валяння грубої овечої вовни в повстяний пласт .....	25
<i>Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, Т.В. Руденко, М.В. Красота</i> <i>С.О. Магопєць, К.Ю. Кулешкова</i> Исследование закономерностей изменения геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса .....	31
<i>О.В. Оршиака, В.І. Гуцул, А.М. Артюхов</i> Обґрунтування постачального пристрою установки безперервної дії для завантаження сипких матеріалів .....	41
<i>А.Н. Прилуцький</i> Обґрунтування процесу ефективного живлення і конструкційної схеми дозуючо-живильного пристрою зерночисного модуля універсальних пневмовібровідцентрових сепараторів зерна .....	48
<i>О.І. Ракул, В.Є. Пилип</i> Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів апарату багатофакторної дії для збирання кукурудзи .....	55
<i>Є.К. Сербій</i> Міцнісні властивості компонентів для дражирування насіння .....	62
<i>С.П. Степаненко, В.О. Швидя</i> Теоретичні дослідження динаміки переміщення зерна по поверхні вертикального циліндричного решета з рифами .....	71
<i>С.В. Струтинський, О.М. Яхно</i> Статично визначені просторові системи приводів типу механізма гексапода .....	78

<i>В.В. Аулін, С.В. Лисенко, А.П. Білик</i> Трибофізичне та фізико-технологічне обґрунтування комбінованого функціонально-спрямованого зміцнення та модифікування деталей і робочих органів СГТ.....	92
<i>П.А. Барабаш, Я.Е. Трокоз, В.В. Горин</i> Состояние вопроса о гидродинамике и теплообмене турбулентного потока рабочего тела внутри труб .....	103
<i>Р.О.Бойко, Л.Г. Загоровська, М.В.Гладка</i> Когнітивні агенти в системах автоматизації технологічних об'єктів сільськогосподарського призначення .....	111
<i>П. М. Єршомін, О. В. Чернявський, С.Ф. Студенець</i> Дослідження взаємодії деформуючого елемента протяжки із оброблюваною поверхнею деталей із графітовмісних чавунів.....	115
<i>Д. О. Кроніковський, А. П. Ладанюк</i> Необхідність та можливість підвищення якості системи автоматичного регулювання об'єктами агропромислового комплексу за рахунок використання адаптивних алгоритмів.....	122
<i>І.І. Павленко, Д.В. Вахніченко, С.М. Якименко</i> Зона обслуговування верстата з МПС при виконанні свердлильних операцій .....	128
<i>Ю.М. Пархоменко, М.Д. Пархоменко</i> Автоматизація контролю концентрації газів та рівня рН в процесі виробництва цукру.....	136
<i>І.І. Павленко, П.В. Попруга</i> Вибір раціонального варіанту роботизованого технологічного комплексу.....	142
<i>М.М. Підгаєцький, А.М. Кириченко, А.Р. Апаракін</i> Порівняльний аналіз кінематики процесу при традиційному та черв'ячно-контурному чистовому зубофрезеруванні шестерень, що використовуються у сільськогосподарській техніці.....	149
<i>О. Ф. Сіса</i> Розмірна обробка електричною дугою бічної поверхні твердосплавного прокатного валка .....	153
<i>В.В. Смирнов, Н.В. Смирнова</i> Реализация вариативного изменения состояний конечного автомата в управляющих программах.....	159
<i>В.Л. Хорольский</i> К вопросам определения напряженно-деформированного состояния при отрезке деталей в штампах.....	164

<i>В.М.Шмельов</i> Оптимізація якісних характеристик поверхонь робочих деталей розділових штампів в умовах розмірної обробки електричною дугою .....	170
<i>В.В. Аулін, А.А. Тихий, С.О. Карпушин</i> Закономірності контактної взаємодії частинок середовища ґрунту з РОГЗМ, зміцненими композиційними матеріалами та покриттями .....	176
<i>Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, Ю.В. Мачок</i> Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток соняшнику .....	185
<i>А.І. Бойко, О.В. Бондаренко</i> Обґрунтування транспортуючих органів при навантаженому резервуванні .....	190
<i>Л.И. Бойко, А.М. Гоман, О.А. Баран</i> Методология определения фактических показателей надежности тракторов по данным эксплуатации в гарантийный период .....	197
<i>А.В. Букетов, В.О. Скирденко, О.О.Сапронов</i> Застосування методу математичного планування експерименту для встановлення оптимального вмісту двокомпонентного наповнювача у епоксикомпозитах .....	204
<i>В.А. Грубань</i> Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів очисних робочих органів кукурудзозбиральних машин .....	216
<i>В.А. Дейкун, В.М. Сало, О.М. Васильковський, С.М. Леценко, Т.П. Шенілова</i> Оцінка ефективності внесення туків підґрунтовим способом під ярий ячмінь .....	224
<i>М.В. Завірюха</i> Вплив основних параметрів адаптованого качановідокремлювального апарату з інтегрованим подрібнювачем на якісні показники технологічного процесу збирання .....	229
<i>Sergey Leschenko, Vasil Salo, Dmitry Petrenko</i> Experimental Estimate of the Efficiency of Basic Tilling by Chisel Equipment in the Conditions of Soil Compaction .....	237
<i>Р.М. Минайленко, С.В. Михайлов</i> Причини виникнення випадкових навантажень в процесі переміщення зерна стрічковою ковшовою зерновою норією .....	243
<i>В.Я. Ошовський, І.О. Григурко, І.А. Капура</i> Рідкопластичне формування поверхонь бабітових вкладишів.....	248
<i>В.М Павліченко, В.В. Лиходід, П.М. Луц, А.В. Січкарь, С.О. Доруда</i> Обґрунтування оптимальних режимів роботи удосконаленого зразка роторно-кавітаційного диспергатора при подрібненні рослинних кормів .....	252

<i>І.С. Павлюченко</i> Дослідження ефекту самозагострення монометалевих і зміцнених двушарових лез прорізаючого робочого органу .....	258
<i>В.І.Рубльов, В.Д.Войтюк, В.Є. Рубльов</i> Нормативно-методичне забезпечення оцінки якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки .....	263
<i>А.А. Стенин, В.М. Бурлаков, В.В. Курбанов</i> Интеллектуальная мультиагентная система сбора и анализа данных для моделей знаний предметных областей .....	272
<i>М.М. Студент, Т.Р. Ступницький, В.М. Гвоздецький, С.І. Маркович, О.Й. Мажейка</i> Вплив поруватості на трибологічні характеристики електродугових покриттів з порошкових дротів .....	277
<i>А.А. Стенин, Е.Ю. Мелкумян, М.А. Солдатова, М.В. Мелкумян</i> Синтез оптимального управління нестационарними системами на базі функцій Уолша .....	284
<i>К.С. Шевченко</i> Дослідження динаміки руху плоду баклажана після взаємодії з ножовою пластиною бича .....	292
<i>І.А. Швець</i> Визначення параметрів газового потоку на виході з електромеханічного актуатора формування амплітуди .....	301

**Конструювання, виробництво та експлуатація  
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 44

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»  
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.  
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25  
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 19.11.2014 Підписано до друку 24.11.2014. Формат 60x84 1/8.  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.39  
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0064.