

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 19. Том 4

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2019

**УДК 631.3
Т 13**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ імені Дмитра Моторного, 2019. – Вип. 19, т. 4. –337 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 4 від 26.11.2019 р.

У збірнику наукових праць опубліковано матеріали за результатами досліджень у галузі механізації сільського господарства та галузевого машинобудування.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, аспірантів, інженерно-технічного персоналу і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Реферативні бази: Crossref, Google Scholar, eLibrary, AGRIS, «Україніка наукова», НБУ ім. В. І. Вернадського.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Кюрчев В. М. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (Україна)

Заступник головного редактора

Надикто В. Т. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (Україна)

Відповідальний секретар Діордієв В. Т. - д.т.н., проф. (Україна)

Beloev Hristo - д.т.н., проф. (Болгарія)

Ivanovs Semjons - PhD (Latvia)

Jose Italo Cortez - PhD (Mexico)

Нукешев Саяхат - д.т.н., проф. (Казахстан)

Прищепов М.А. - д.т.н., доц. (Білорусь)

Постолатій В. М. - д.х.т.н. (Молдова).

Шингісов А. У. - д.т.н., проф. (Казахстан)

Гнатюшенко В. В. - д.т.н., проф. (Україна)

Дідур В. А. - д.т.н., проф. (Україна)

Леженкін О. М. - д.т.н., проф. (Україна)

Шоман О. В. - д.т.н., проф. (Україна)

Соболь О. М. - д.т.н. (м. Харків)

Сердюк М. Є. - д.т.н., доц. (Україна)

Євлаш В. В. - д.т.н., проф. (Україна)

Паламарчук І. П. - д.т.н., проф. (Україна)

Пилипенко Л. М. - д.т.н., проф. (Україна)

Дейниченко Г. В. - д.т.н., проф. (Україна)

Пріс О. П. - д.т.н., проф. (Україна)

Малкіна В. М. - д.т.н., проф. (Україна)

Погребняк А. В. - д.т.н., доц. (Україна)

Гумен О. М. - д.т.н., проф. (Україна)

Панченко А. І. - д.т.н., проф. (Україна)

Волошина А.А. – д.т.н., проф. (Україна)

Мілько Д. О. - д.т.н., в.о. проф. (Україна)

Тарасенко В. В. - д.т.н., проф. (Україна)

Караєв О. Г. - д.т.н., с.н.с. (Україна)

Назаренко І. П. - д.т.н., проф. (Україна)

Кузнецов М. П. - д.т.н., с.н.с. (Україна)

Лисенко В. П. - д.т.н., проф. (Україна)

Лисиченко М. Л. - д.т.н., проф. (Україна)

Скляр О. Г. - к.т.н., проф. (Україна)

Квітка С. О. - к.т.н., доц. (Україна)

Лендел Т. І. - к.т.н., (Україна)

Яковлев В. Ф. - к.т.н., проф. (Україна)

Кашкар'єв А. О. - к.т.н., доц. (Україна)

Сидоренко О. С. - к.т.н., доц. (Україна)

Лясковська С. Є. - к.т.н., доц. (Україна)

Холодняк Ю. В. - к.т.н. (Україна)

Гавриленко Є. А. - к.т.н., доц. (Україна)

Строкань О. В. - к.т.н., доц. (Україна)

Мацулевич О. Є. - к.т.н., доц. (Україна)

Самойчук К. О. - к.т.н., доц. (Україна)

Відповідальний за випуск - д.т.н., проф. Панченко А.І.

Адреса редакції: ТДАТУ

просп. Б. Хмельницького 18,

м. Мелітополь Запорізька обл.

72312 Україна

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний
агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного, 2019

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-3-20

ОБГРУНТУВАННЯ РОЗТАШУВАННЯ ВІКОН РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Пастушенко С. І., д.т.н.

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – для мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин, але особлива увага приділяється планетарним гідромашин. Основною конструктивною особливістю планетарних гідромоторів є наявність розподільної системи, необхідної для створення обертового гідравлічного поля. Для формування гідравлічного поля, необхідного для роботи витискувальної системи, застосовується торцева розподільна система. В результаті проведених досліджень розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора. Досліджено вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. Обґрунтовано найбільш раціональні кінематичні схеми, що забезпечують стабільність пропускної здатності розподільних систем та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Ключові слова – планетарний гідромотор, розподільна система, гідравлічне поле, розподільні вікна, кінематична схема, пропускна здатність.

Постановка проблеми – Сучасні тенденції до розширення області застосування мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки викликає необхідність створення нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин, а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення вихідних характеристик гідроприводів мехатронних систем з гідромашинами обертового дії.

Для мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки використовуються різні типи гідравлічних машин [1, 2], але особлива увага приділяється планетарним [3-8] та орбітальним гідромашин [9-13]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора (рис. 1). В планетарних гідромоторах сонячна шестерня 1 є внутрішнім ротором, встановленим на валу гідромотора. Центр обертання сонячної шестерні 1 розташований концентрично геометричного центру коронної шестерні 3, яка виконує функції корпусу гідромотора. Сателітом 2, в даній серії гідромоторів, є зовнішній ротор, який контактує своїми внутрішніми зубами (роликами) з зубами сонячної шестерні 1, утворюючи витискувальну систему з внутрішнім зубчастим гіпоциклоїдальним зачепленням.

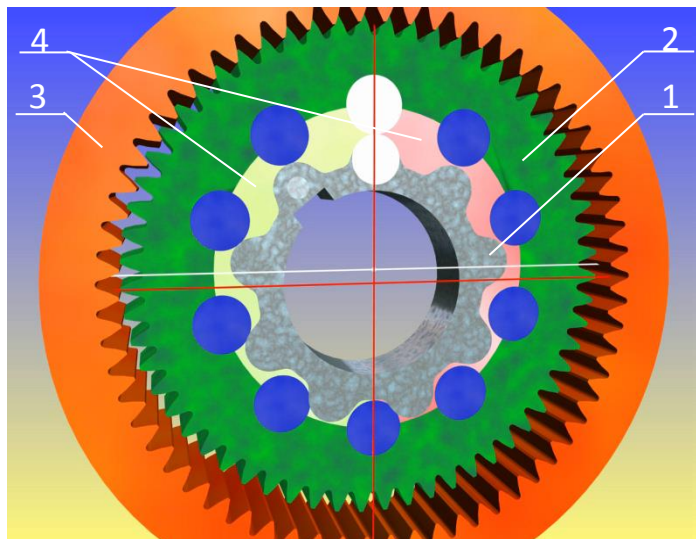


Рис. 1. Елементи витискувальної системи та компенсуючого механізму планетарного гідромотора: 1 – сонячна шестерня (внутрішній ротор); 2 – сателіт (зовнішній ротор); 3 – коронна шестерня (корпус); 4 – робоча камера

Необхідно відзначити, що евольвентне внутрішнє зубчасте зачеплення, утворене зовнішньою зубчастою поверхнею сателіта 2 і внутрішніми зубами коронної шестерні 3, в планетарних гідромоторах,

одночасно є механізмом, який компенсує планетарний рух сателіта 2. При їх роботі, сателіт 2, під дією гідравлічного поля, обкатується навколо сонячної шестерні 1, зі швидкістю обертання гідравлічного поля, повертаючись при цьому, в протилежну сторону. Відмітними особливостями конструктивного виконання планетарних гідромоторів, є наявність розподільної системи [14], необхідної для створення обертового гідравлічного поля, яке виконує роль водила (кривошипа) планетарного редуктора.

Для формування гідравлічного поля, необхідного для роботи витискувальної системи планетарних гідромоторів, застосовується торцева розподільна система [3, 5, 6, 7]. Вона складається з передньої кришки 1, нерухомого 2, рухомого 3 розподільників та валу 4 гідромотора (рис. 2). Нерухомий розподільник 2, встановлений в передню кришку 1 утворює вузол підведення-відведення робочої рідини до гідромотора. Рухомий розподільник 3, встановлений на валу 4 гідромотора утворює вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора. При роботі розподільної системи рухливий розподільник 3, встановлений на валу 4 гідромотора, обертається відносно нерухомого 2, встановленого в передній кришці 1. Контакткування торцевих поверхонь нерухомого 2 та рухомого 3 розподільників, що мають спеціальні вікна [3, 6, 7], утворює зону формування гідравлічного поля.

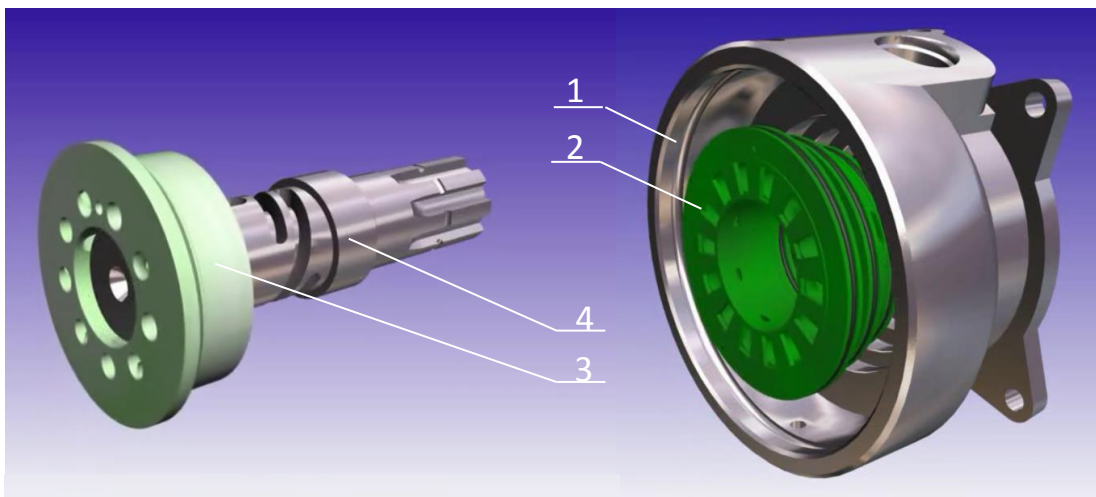


Рис. 2. Елементи розподільної системи планетарного гідромотора:
1 – передня кришка; 2 – нерухомий розподільник; 3 – рухомий розподільник; 4 – вал

Представлена розподільна система є одним з основних систем, що лімітують роботу планетарної гідромашини. Її можна розглядати, як джерело складних негармонійних пульсацій, які викликають вібрацію елементів гідросистеми, що призводить до функціональних відмов [5, 6]. Частота і амплітуда пульсацій, викликаних розподільною системою,

в першу чергу залежить від кінематичної схеми цієї системи. Номер кінематичної схеми розподільної системи визначається відношенням кількості вікон нагнітання нерухомого розподільника до кількості робочих вікон рухомого розподільника.

Таким чином, вивчення питань, пов'язаних з розрахунком та проектуванням розподільних систем планетарних гідромоторів, є актуальною і однією з першочергових задач при проектуванні об'ємних гідромашин. Рішення поставленої задачі дозволить поліпшити вихідні характеристики гідромашин для мехатронних систем приводу активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, лісозаготівельної, бурової, будівельної, дорожньої, комунальної та іншої самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень – В даний час при проектуванні мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів самохідної техніки найбільшу увагу приділено орбітальним гідромашин. При проектуванні орбітальних і героторних гідромашин враховані сили, що діють в зубчастому зачепленні [15, 16], обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів [12]. Розроблено універсальну модель мехатронної системи [13], математичні моделі, що описують зміну навантажень [9] з урахуванням рівнянь гідродинаміки руху рідини в робочих камерах [10]. Досліджено трибологічні зміни геометрії робочих поверхонь роторів [17] цих гідромашин та програми для проектування зубчастих поверхонь [18]. Однак, в даних роботах не розглянуті системи розподілу робочої рідини, що необхідні для створення обертового гідравлічного поля робочої рідини.

Обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу [19], розглянуто моделювання течії робочої рідини по каналах гідромоторів [16, 20], запропоновано геометричні [21], математичні [22, 23] та гідродинамічні моделі [24, 25], що дозволяють досліджувати вплив геометричних параметрів проточних частин на вихідні характеристики гідромашин. Встановлено [3], що синхронність обертання гідравлічного поля та внутрішнього і зовнішнього роторів гідромашини залежить від кількості робочих камер та характеризується кінематичною схемою розподільної системи. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільних систем [5], розроблено розрахункову схему та математичний апарат, що дозволяють досліджувати працездатність розподільної системи з різними вікнами, виконаними у вигляді сегмента [6], окружності [7] і паза [8]. Не розглянуто питання, пов'язані з усуненням коливань площі прохідного перетину розподільної системи для забезпечення сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора. Виникаючі коливання пропускної здатності розподільної системи з різними кінематичними

схемами, що викликані коливаннями площі прохідного перетину викликають пульсацію потоку робочої рідини, яка негативно впливає на роботу планетарного гідромотора.

Таким чином, забезпечення сталості вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом усунення коливань пропускної здатності його розподільної системи є важливою науковою проблемою.

Формулювання цілі дослідження – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обґрунтування кутового розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника в залежності від кінематичної схеми розподільної системи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

- розробити розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволять обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора;

- розробити методику зміщення робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника, що дозволить знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора;

- дослідити вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора в залежності від кінематичної схеми.

Основна частина. На рис. 3 наведено схему розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля, утвореного розподільними вікнами [5, 6, 8], розташованими на торцевих поверхнях нерухомого та рухомого розподільників. Вона наочно показує утворення зон нагнітання та зливу при підводі (відводі) робочої рідини до робочих камер гідромотора.

На торцевій поверхні нерухомого розподільника виконані вікна нагнітання 3 і зливу 4 (рис. 3). З цими вікнами, контактують робочі 1 і розвантажувальні 2 вікна рухомого розподільника, розташовані на його торцевій поверхні. Кількість розподільних вікон нерухомого розподільника завжди на два більше, ніж рухомого [3, 5, 7]. Накладення робочих 1 і розвантажувальних 2 вікон рухомого розподільника на вікна нагнітання 3 і зливу 4 нерухомого дозволяє отримати схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини в розглянутій розподільній системі.

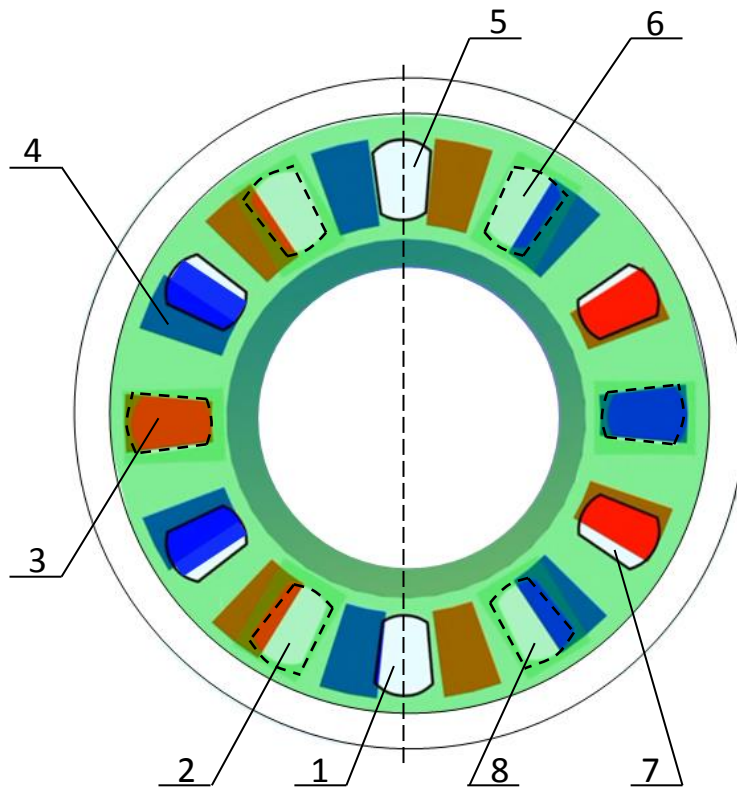


Рис. 3. Схема розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля: 1 – робочі вікна рухомого розподільника; 2 – розвантажувальні вікна рухомого розподільника; 3 – вікна нагнітання нерухомого розподільника; 4 – вікна зливу нерухомого розподільника; 5 – вікно, яке відкривається для подачі рідини в робочі камери (фаза відкриття); 6 – вікно, яке відкривається для зливу рідини з робочих камер (фаза відкриття); 7 – вікно, яке закривається при подачі рідини в робочі камери (фаза закриття); 8 – вікно, яке закривається при зливі рідини з робочих камер (фаза закриття)

Аналіз схеми розташування розподільних вікон в зоні формування гідравлічного поля показує (рис. 3), що робочі вікна 1 рухомого розподільника, які розташовані праворуч (від вертикальної осі симетрії), контактують з вікнами нагнітання 3 нерухомого розподільника, утворюючи зону нагнітання в робочих камерах гідромотора. У лівій частині схеми, робочі вікна 1 рухомого розподільника контактують з вікнами зливу 4 нерухомого розподільника, утворюючи зону зливу. При роботі гідромотора, зони нагнітання і зливу рухаються синхронно з обертанням розподільника, утворюючи гідравлічне поле, яке постійно обертається. Розвантажувальні вікна 2 рухомого розподільника не беруть участі в розподілі робочої рідини та служать для врівноваження сили тиску робочої рідини, що діє на торцеві поверхні нерухомого та рухомого розподільників.

Основною характеристикою розподільної системи є її пропускна здатність (витрата робочої рідини), що визначається площею прохідного перетину цієї системи [4,5]. Збільшення площі прохідного перетину розподільної системи можна досягти шляхом використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника як робочих.

Відомо [4, 5], що додаткове використання розвантажувальних вікон призводить, як до збільшення пропускної здатності, так і зміни пульсації потоку робочої рідини.

З метою зниження пульсації потоку робочої рідини та врівноваження розподільної системи запропонована методика, що дозволяє зменшувати коливання площі прохідного перетину шляхом зміщення вікон рухомого розподільника.

1. Визначається взаємне розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників.

У роботах [3, 5-7] детально описано визначення кутів розташування першого робочого вікна α_1 і наступних α_i вікон рухомого розподільника; першого вікна нагнітання β_1 і наступних β_i вікон нерухомого розподільника; кутів, що обмежують геометричні параметри розподільних вікон ε , кутів σ_i між поточними центрами вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті; кутів перекриття γ_i розподільних вікон.

2. Визначаються фази відкриття і закриття кожного робочого і розвантажувального вікон рухомого розподільника.

Якщо вікна не перекриваються, тобто $|\beta_i - \alpha_i| > \varepsilon$, то

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{відкр}_i} &= \beta_i - \varepsilon - \alpha_i, \\ \alpha_{\text{закр}_i} &= \beta_i + \varepsilon - \alpha_i.\end{aligned}\tag{1}$$

Якщо $\alpha_i > \beta_i + \varepsilon$, то

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{відкр}_i} &= \beta_{i+1} - \varepsilon - \alpha_i, \\ \alpha_{\text{закр}_i} &= \beta_{i+1} + \varepsilon - \alpha_i.\end{aligned}\tag{2}$$

Якщо вікна перекриваються, тобто $|\beta_i - \alpha_i| \leq \varepsilon$, то розрахунок проводиться за рівняннями (1, 2) до тих пір, поки $\alpha_{\text{відкр}_i} > 4\pi / Z_2$ та $\alpha_{\text{закр}_i} > 4\pi / Z_2$. Якщо $\alpha_{\text{відкр}_i} < 4\pi / Z_2$, а $\alpha_{\text{закр}_i} > 4\pi / Z_2$, то $\alpha_{\text{закр}_i} = 4\pi / Z_2$, де Z_2 – кількість вікон нерухомого розподільника (причому, вікна нагнітання мають непарні номери, а зливу – парні).

3. Вибирається кількість додаткових (розвантажувальних) вікон рухомого розподільника (від 2 до $Z_1 / 4$) та визначаються їх номери, де Z_1 – кількість вікон рухомого розподільника (причому, робочі вікна мають непарні номери, а розвантажувальні – парні). Якщо використовується $Z_1 / 4$ додаткових (розвантажувальних) вікон, то їх номери завжди кратні 4.

4. Зіставляється момент фази закриття кожного вікна рухомого розподільника (з урахуванням розвантажувальних вікон) з фазою

відкриття. Тобто, кожному вікну, яке виходить з фази закриття рухомого розподільника відповідає вікно, яке входить в фазу відкриття. Однак їх різниця не повинна перевищувати періодичності фаз «відкриття-закриття» вікон рухомого розподільника

$$\alpha_{\text{період}} = \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} \quad (3)$$

Розвантажувальним вікнам, які виходять з фази закриття завжди відповідають робочі вікна, які входять в фазу відкриття, причому номер відповідного робочого вікна, яке відкривається дорівнює $i_{\text{роб}} = i_{\text{розв}} + 1, i_{\text{розв}} = 4, i_{\text{розв}} + 4, \dots, Z_1$. Однак, якщо номер розвантажувального вікна, що виходить з фази закриття дорівнює $i_{\text{розв}} = Z_1$, то номер відповідного йому вікна, що входить в фазу відкриття дорівнює $i_{\text{роб}} = 1$.

Аналогічно, розвантажувальним вікнам, які входять у фазу відкриття завжди відповідають робочі вікна, які виходять з фази закриття, та в подальшому будуть зміщатися. Причому, номер робочого вікна, яке закривається дорівнює $i_{\text{роб/зм}} = i_{\text{розв}} - 1$.

5. Визначається величина кута перекриття вікон з випередженням або з відставанням (для кожної пари вікон)

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{вин}_i} &= \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} > 0, \\ \gamma_{\text{від}_i} &= \alpha_{\text{закр}_i} - \alpha_{\text{відкр}_i} < 0, \end{aligned} \quad (4)$$

Якщо різниця між кутами розташування вікон, які закриваються та вікон, які відкриваються позитивна, то вікна перекриваються з випередженням, а якщо різниця негативна, то перекриття відбувається з відставанням.

Для кінематичних схем 7/6 та 11/10 ($Z_1 = 12; 20$):

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає робоче вікно, що входить у фазу відкриття, то перекриття дорівнює 0;

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає розвантажувальне вікно, що входить у фазу відкриття, та навпаки, то перекриття дорівнює $\alpha_{\text{закр}.Z_1}$.

Для кінематичних схем 5/4, 9/8 та 13/12 ($Z_1 = 8; 16; 24$):

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає робоче вікно, що входить у фазу відкриття, то перекриття дорівнює $\alpha_{\text{період}}$;

якщо робочому вікну, що виходить з фази закриття відповідає розвантажувальне вікно, що входить у фазу відкриття, та навпаки, то перекриття дорівнює $\alpha_{\text{закр}.Z_1}$.

6. Визначається сума фаз випередження і відставання

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{\text{вин}_i} + \sum \gamma_{\text{від}_i}, \quad (5)$$

де $\gamma_{\text{від}}$ береться зі знаком "мінус", а вираз (5) набуде вигляду:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{\text{вин}_i} - \sum \gamma_{\text{від}_i}.$$

Якщо всі пари вікон перекриваються з випередженням, то вираз (5) набуде вигляду:

$$\sum \gamma = \sum \gamma_{вин_i}.$$

7. Визначається середнє значення перекриття

$$\gamma_{сер} = \frac{\sum \gamma}{Z_{роб} + Z_{розв}}. \quad (6)$$

8. Визначається кут зміщення вікон τ рухомого розподільника.

Для кінематичних схем 7/6 та 11/10 ($Z_1 = 12; 20$):

– для розвантажувальних вікон, що беруть участь в роботі

$$\tau_{розв} = \gamma_{розв/вин} - \gamma_{сер}; \quad (7)$$

для робочих вікон

$$\tau_{роб} = \gamma_{сер} - \gamma_{роб/від}. \quad (8)$$

Для кінематичних схем 5/4, 9/8 та 13/12 ($Z_1 = 8; 16; 24$):

– для розвантажувальних вікон, що беруть участь в роботі

$$\tau_{розв} = \gamma_{сер} - \gamma_{розв/вин}; \quad (9)$$

для робочих вікон

$$\tau_{роб} = \gamma_{роб/від} - \gamma_{сер}. \quad (10)$$

9. Визначаються номери вікон, які будуть зміщатися.

При кількості вікон рухомого розподільника кратному 4 будуть зміщатися всі розвантажувальні вікна. Номери робочих вікон, які будуть зміщатися, визначаються виразом $i_{роб} = i_{розв} - 1$. Причому, для кінематичних схем 7/6 і 11/10 ($Z_1 = 12; 20$) робочі, і розвантажувальні вікна зміщаються за годинниковою стрілкою, а для кінематичних схем 5/4, 9/8 і 13/12 ($Z_1 = 8; 16; 24$) – проти годинникової стрілки.

10. Визначаються кути розташування робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника після зміщення

$$\begin{aligned} \alpha'_{роб_i} &= \alpha_{роб_i} \pm \tau_{роб}, \\ \alpha'_{розв_i} &= \alpha_{розв_i} \pm \tau_{розв}, \end{aligned} \quad (11)$$

якщо вікна зміщаються за годинниковою стрілкою, то $\tau_{роб}$ і $\tau_{розв}$ беруться зі знаком "+", якщо вікна зміщаються проти годинникової стрілки – зі знаком "-".

11. Визначається площа прохідного перетину розподільної системи з використанням додаткових розвантажувальних вікон.

У роботах [3, 5-7] детально описано визначення площі прохідного перетину розподільної системи.

Для кінематичних схем 7/6; 9/8; 11/10; 13/12 ($Z_1 = 12; 16; 20; 24$) при виборі двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника, вибирають вікна, які повністю перекриваються справа з вікном зливу нерухомого розподільника, а зліва – з вікном нагнітання. Причому, зміщаються тільки робочі вікна рухомого розподільника, а розвантажувальні – не зміщаються.

Для кінематичної схеми 7/6 ($Z_1 = 12$):

– за годинниковою стрілкою зміщаються робочі вікна, що входять у фазу відкриття та яким відповідають розвантажувальні вікна, що виходять з фази закриття, на величину $\tau_{розв}$;

– проти годинникової стрілки зміщаються робочі вікна, що виходять з фази закриття та яким відповідають розвантажувальні вікна, що входять у фазу відкриття, на величину $\tau_{розв}$.

Для кінематичних схем 9/8; 11/10; 13/12 ($Z_1 = 16; 20; 24$) крім вікон, які зміщаються аналогічно кінематичній схемі 7/6 ($Z_1 = 12$), зміщаються ще й робочі вікна на величину $\tau_{роб}$ – для кінематичної схеми 11/10 ($Z_1 = 20$) та на величину $(\tau_{розв} - \tau_{роб})$ – для кінематичних схем 9/8 і 13/12 ($Z_1 = 16; 24$):

– за годинниковою стрілкою зміщаються робочі вікна, які входять у фазу відкриття, та яким відповідають робочі вікна, які виходять з фази закриття;

– проти годинникової стрілки зміщаються робочі вікна, які виходять з фази закриття, та яким відповідають робочі вікна, які входять у фазу відкриття.

Для використання розвантажувальних вікон на зовнішній поверхні валу гідромотора (рис. 4, а), яка сполучається з внутрішньою поверхнею рухомого розподільника, нарізають гвинтові канали 1, які з'єднуються з розвантажувальними вікнами рухомого розподільника (рис. 4, б). На внутрішній поверхні рухомого розподільника виконують додаткові свердління 2, які сполучаються з робочими камерами 4 гідромотора (рис. 4). Кількість гвинтових каналів та довжина ділянки валу, на якій нарізають канали, обумовлюється конструкцією рухомого розподільника.

Для визначення геометричних параметрів гвинтових каналів на валу гідромотора запропонована методика, що дозволяє обґрунтувати кількість каналів, а відповідно, і кількість розвантажувальних вікон, які беруть участь в роботі розподільної системи.

Для визначення координат розташування гвинтових каналів на валу гідромотора однією з умов є те, що подача робочої рідини здійснюється з поворотом на 180° або $(\pi \cdot D / 2)$.

Визначається довжина ділянки валу, на якому нарізають гвинтові канали. Для цього розглянемо $\triangle ABC$ (рис. 4, в):

$$L = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (13)$$

де α' – кут нахилу з'єднувального паза.

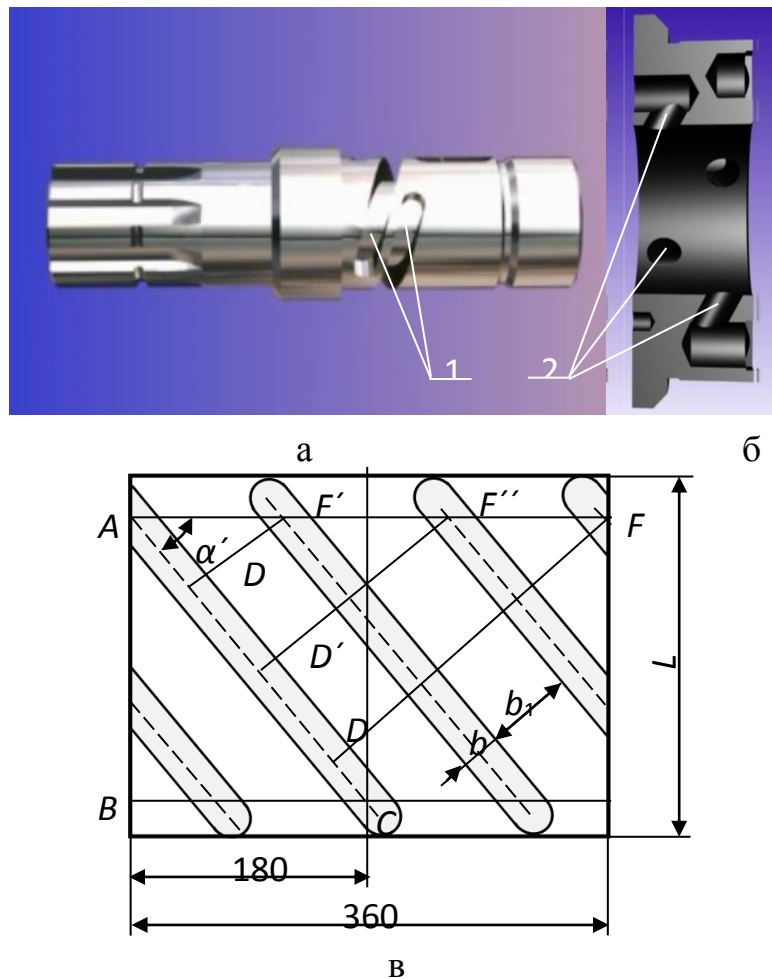


Рис. 4. Вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора: а – вал; б – рухомий розподільник:
1 – гвинтові канали; 2 – додаткові свердління;
в – розрахункова схема для визначення геометричних параметрів гвинтових каналів

2. Визначається кут нахилу гвинтових каналів α з виразу (13):

$$\alpha' = \arctg \left(\frac{2L}{\pi \cdot D} \right). \quad (14)$$

3. Визначається відстань між першим і останнім каналами. Залежно від кількості z каналів (причому $z > 2$) ця відстань дорівнює:

$$DF = z \cdot (b + b_1), \quad (15)$$

де b – ширина каналу; b_1 – ширина перемички.

4. Визначається ширина перемички b_1 .

З $\triangle BFD$ (рис. 4, в): $DF = BF \cdot \sin \alpha$. Так як, $BF = \pi \cdot D$, то

$$DF = \pi \cdot D \cdot \sin \alpha. \quad (16)$$

Прирівнявши вирази (15) і (16), отримаємо ширину перемички b_1 :

$$b_1 = \frac{\pi \cdot D}{z} \cdot \sin \alpha - b. \quad (17)$$

Рівняння (17) справедливо тільки при рівномірному розташуванні гвинтових каналів. При нерівномірному розташуванні каналів для визначення довжини ділянки валу, на якій нарізають гвинтові канали та кута нахилу каналів необхідно визначити їх фактичну кількість.

5. Визначається фактична кількість каналів

$$z = \frac{360^\circ}{\beta'}, \quad (18)$$

де β' – кут між двома найближчими каналами.

Тоді кут нахилу каналу α' відповідно до виразу (5) буде дорівнювати:

$$\alpha' = \arcsin \left(\frac{(b + b_1) \cdot z}{\pi \cdot D} \right). \quad (19)$$

Підставивши вираз (19) в (13), отримаємо довжину ділянки валу, на якому нарізають гвинтові канали.

Як показала практика, на даній ділянці валу, що відповідає ширині рухомого розподільника без зміни його геометричних параметрів, можна розташувати не більше 4 гвинтових каналів. Таким чином, рекомендується використовувати не більше 4 розвантажувальних вікон розподільника.

На підставі розробленої методики обґрунтовані можливі варіанти використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника та зміна площі прохідного перетину розподільної системи в залежності від кінематичної схеми (таблиця 1).

Аналіз таблиці 1 показує, що використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє підвищити середню площу прохідного перетину від 150...183 мм² до 215...317 мм² в залежності від кінематичної схеми та кількості розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Однак, зі збільшенням площі прохідного перетину розподільної системи відбувається і збільшення амплітуди коливань значень площі прохідного перетину від 66 мм² до 255 мм², що негативно позначається на вихідних характеристиках планетарного гідромотора. Кутове зміщення розподільних вікон рухомого розподільника дозволяє знизити амплітуду коливань площі прохідного перетину до 0...50 мм² в залежності від кінематичної схеми при тих же значеннях середньої площі прохідного перетину.

Таблиця 1 – Зміна пропускної здатності планетарного гідромотора в залежності від кінематичної схеми розподільної системи

Кінематична схема	Кількість робочих вікон	Кількість розвантажувальних вікон	Площа прохідного перетину, мм ²			
			max	min	середня	амплітуда коливань
без використання розвантажувальних вікон						
4/3	3	-	198	132	150	66
5/4	4	-	158	158	158	0
6/5	5	-	185	158	165	27
7/6	6	-	188	151	169	37
8/7	7	-	170	183	173	13
9/8	8	-	176	176	176	0
10/9	9	-	184	176	178	8
11/10	10	-	188	172	180	16
12/11	11	-	186	180	182	6
13/12	12	-	183	183	183	0
з використанням розвантажувальних вікон						
до зміщення розподільних вікон рухомого розподільника						
4/3	3	2	387	132	250	255
5/4	4	2	317	157	240	160
		4	317	317	317	0
6/5	5	2	288	145	213	143
7/6	6	2	264	188	226	76
		3	264	226	255	38
		4	338	226	284	112
8/7	7	2	281	173	220	108
9/8	8	2	264	174	220	90
		4	264	264	264	0
10/9	9	2	265	175	218	90
11/10	10	2	246	186	216	60
		4	275	229	252	46
12/11	11	2	230	180	217	50
13/12	12	2	240	190	215	50
		3	245	220	225	25
		4	264	224	244	40
після зміщення розподільних вікон рухомого розподільника						
4/3	3	2	275	238	250	37
5/4	4	2	265	215	240	50
		4	зміщення вікон не потрібно			
6/5	5	2	225	207	213	18
7/6	6	2	226	226	226	0
		3	264	250	255	14
		4	294	274	284	20
8/7	7	2	240	200	220	20
9/8	8	2	226	214	200	12
		4	зміщення вікон не потрібно			
10/9	9	2	240	215	218	25
11/10	10	2	216	216	216	0
		4	257	247	252	10
12/11	11	2	225	215	217	10
13/12	12	2	220	210	215	10
		3	230	223	225	7
		4	244	244	244	0

В результаті проведених досліджень встановлено, що найбільш раціональним є використання наступних кінематичних схем:

- 5/4, 9/8 та 13/12 без використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника (без їх зміщення);
- 5/4 та 9/8 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (без їх зміщення);
- 7/6 та 11/10 при використанні двох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням);
- 13/12 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням).

Використання даних кінематичних схем пояснюється відсутністю коливань площі прохідного перетину розподільної системи, що дозволяє забезпечити сталість вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Висновки.

В результаті проведених досліджень розроблені розрахункові схеми, математичний апарат та алгоритм розрахунку, що дозволяють обґрунтувати кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника та визначити вплив розташування вікон на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Обґрунтовано кутове розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника розподільної системи планетарного гідромотора. Розроблено методику зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, що дозволяє знизити коливання потоку робочої рідини, і як наслідок, поліпшити вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Досліджено вплив геометричних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора. В результаті чого встановлено, що використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника дозволяє збільшити пропускну здатність планетарного гідромотора практично в 2 рази. При цьому, шляхом кутового зміщення розподільних вікон рухомого розподільника, згідно з розробленою методикою, можна досягти зниження амплітуди коливань площі прохідного перетину в 4...5 разів залежно від кінематичної схеми розподільної системи.

Так само необхідно відзначити, що найбільш раціональними кінематичними схемами можна вважати схеми: 5/4, 9/8 та 13/12 без використання розвантажувальних вікон рухомого розподільника, а також 5/4 та 9/8 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон (без їх зміщення); 7/6 та 11/10 при використанні двох та 13/12 при використанні чотирьох розвантажувальних вікон рухомого розподільника (зі зміщенням). В даних кінематичних схемах відсутні

коливання площі прохідного перетину розподільної системи, що дозволяє забезпечити стабільність пропускної здатності розподільної системи, і як наслідок, вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.

2. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.

3. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88-95.

4. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

5. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

6. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.* Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.

7. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. Doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

8. *Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A.* Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, 2019. С. 323-336. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34.

9. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.* Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (4). 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.

10. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernack K.* Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (3). 391–397.

11. *Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P.* Operating Conditions' Influence on the Change of Functional Characteristics for Mechatronic Systems with Orbital Hydraulic Motors. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, 2019. 169-176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18.

12. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата // Промислова гідравліка і пневматика, 2018. № 1 (59). С. 55-71.

13. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А.* Модель гідравлічного приводу мехатронної системи // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

14. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХПІ», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

15. *Chang Y., Kim J., Jeon C., Chul K., Jung S.* Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. Journal of Mechanical Design, 2006. No 129 (10). P. 1099-1105. Doi:10.1115/1.2757629.

16. *Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S.* Analysis of forces and moments in gerotor pumps. Journal of Mechanical Engineering Science, 2010. No 224 (10). P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.

17. *Choi T., Kim M., Lee G., and others.* Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. Journal of Mechanical Design, 2012. No 134 (1). 011005-12. Doi: 10.1115/1.4004423.

18. *Gamez-Montero P.J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E.* Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB // Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (5). 054502-7. Doi:10.1115/1.4006440.

19. *Velev E.* Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio // XV International Scientific Conference. Renewable Energies and Innovative Technologies, 2016. 64–66.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип.6. Т.1. С. 63-79.

21. *Marcu I. L., Pop I. I.* Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. 365–370.

22. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / Промислова гідравліка і пневматика, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

23. *Ding H., Lu J. X., Jiang B.* A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012. No 15 (6). 062006. Doi: 10.1088/1755-1315/15/6/062006.

24. *Altare G., Rundo M.* Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. Journal of Fluids Engineering, 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

25. *Chiu-Fan H.* Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. Journal of Fluids Engineering, 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

ОБОСНОВАНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОКОН РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМАШИН

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Пастушенко С. И.

Аннотация – для мехатронных систем с гидравлическим приводом активных рабочих органов самоходной техники используются различные типы гидравлических машин, но особое внимание уделяется планетарным гидромашинам. Основной конструктивной особенностью планетарных гидромоторов является наличие распределительной системы, необходимой для создания вращающегося гидравлического поля. Для формирования гидравлического поля, необходимого для работы вытеснительной системы, применяется торцевая распределительная система. В результате проведенных исследований разработаны расчетные схемы, математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие обосновать угловое расположение рабочих и разгрузочных окон подвижного распределителя и определить влияние расположения окон на выходные характеристики планетарного гидромотора. Разработана методика смещения распределительных окон подвижного распределителя, позволяющая снизить колебания потока рабочей жидкости, и как следствие, улучшить выходные характеристики планетарного гидромотора. Исследовано влияние геометрических параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора. Обоснованы наиболее рациональные кинематические схемы, обеспечивающие стабильность пропускной способности

распределительных систем и выходных характеристик планетарного гидромотора.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, распределительная система, гидравлическое поле, распределительные окна, кинематическая схема, пропускная способность.

SUBSTANTIATION OF THE LOCATION OF WINDOWS OF DISTRIBUTION SYSTEMS OF PLANETARY HYDRAULIC MACHINES

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A., Pastushenko S. I.

Summary

For mechatronic systems with a hydraulic drive of active working bodies of self-propelled vehicles, various types of hydraulic machines are used, but special attention is paid to planetary hydraulic machines. The main design feature of planetary hydraulic motors is the presence of the distribution system necessary to create a rotating hydraulic field. To form the hydraulic field necessary for the operation of the displacement system, a flat distribution system is used. As a result of the research, design schemes, a mathematical apparatus, and a calculation algorithm have been developed that make it possible to justify the angular location of the working and unloading windows of the movable distributor and to determine the effect of the location of the windows on the output characteristics of the planetary hydraulic motor. A technique has been developed for shifting the distribution window of the movable distributor, which allows to reduce fluctuations in the flow of the working fluid, and as a result, improve the output characteristics of the planetary hydraulic motor. The influence of the geometric parameters of the distribution system on the output characteristics of the planetary hydraulic motor is investigated. The most rational kinematic schemes have been substantiated, ensuring the stability of the throughput of the distribution systems and the output characteristics of the planetary hydraulic motor.

Keywords - planetary hydraulic motor, distribution system, hydraulic field, distribution windows, kinematic scheme, throughput.

УДК 631.362:665.335.5

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-21-32

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО ПРЕСА ДЛЯ ВІДЖИМАННЯ МЕЗГИ НАСІННЯ РИЦИНИ

Дідур В. А., д.т.н.

Чебанов А. Б., к.т.н.

Верещага О. Л.

Назарова О. П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Дідур В. В., к.т.н.

Уманський національний університет садівництва

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація - з метою оптимізації конструктивно-технологічних параметрів шнекового пресу, експериментальні дослідження пресування мезги насіння рицини доцільно розглядати по кожному окремому пресуючому витку шнекового вала. Для проведення таких досліджень використаний метод розгорнутого каналу. Максимальна кількість олії забезпечується при оптимальних конструктивно-технологічних параметрах розгорнутого каналу, знаходження яких потребує використання методики математичного планування експерименту. Планування, подальше проведення та обробка експериментальних досліджень, здійснено для вісьмох пресуючих витків шнекового валу. За основний критерій оптимізації прийнято відносну масу олії. В результаті обробки експериментальних досліджень, встановлено оптимальні параметри пресування мезги насіння рицини (ступінь стиснення, зазор в зерних планках температура мезги в середині каналу) окремо для вісьмох пресуючих витків шнекового валу.

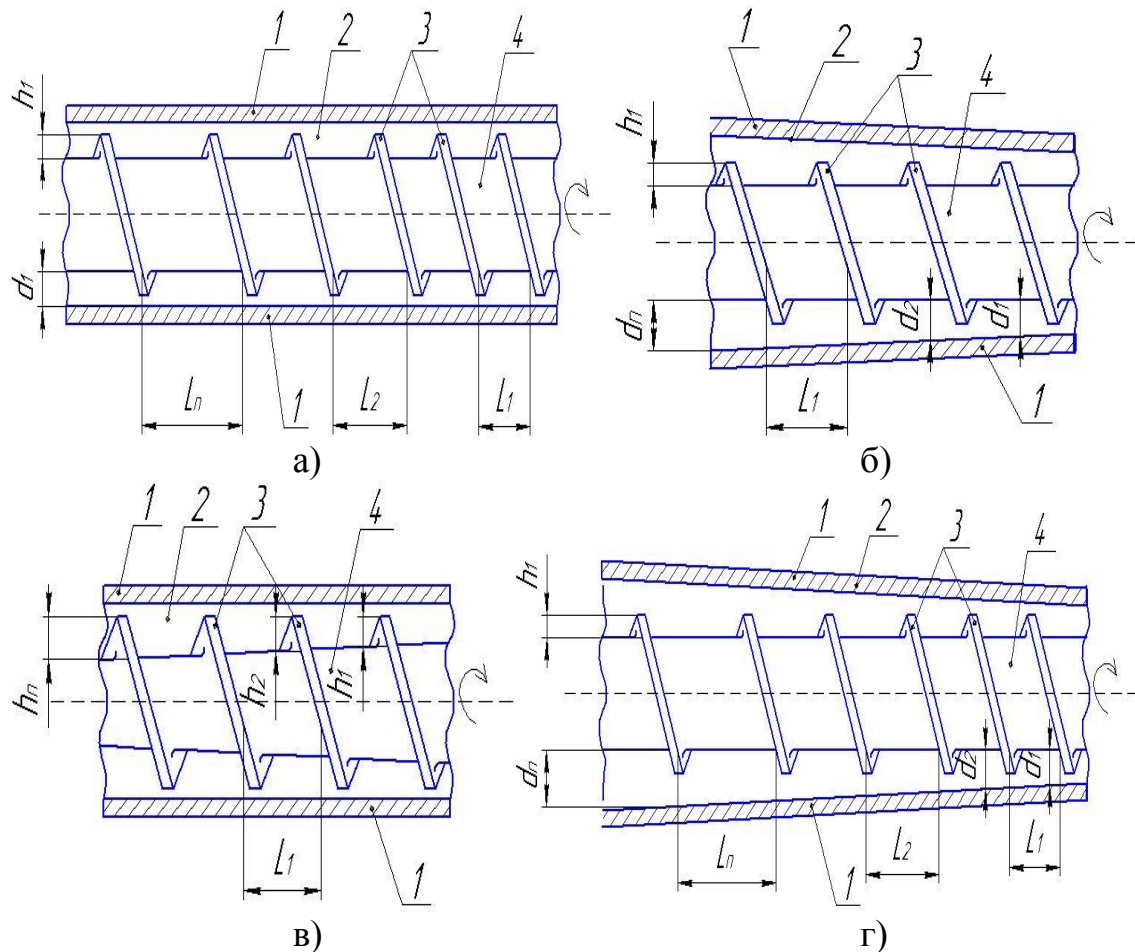
Ключові слова - насіння рицини, мезга, пресування, шнековий вал, розгорнутий канал, пресуючий виток, відносна маса олії, ступінь стиснення.

Постановка проблеми. У сучасній промисловості для вилучення олії із олійних культур застосовують шнекові преси різних конструкцій. Процес пресування полягає в тому, що мезга поступово надходить з першого на останній пресуючий виток шнекового валу. По мірі просування за шнековим валом, мезга піддається стисненню за

рахунок зміни вільного об'єму витків за його довжиною, в результаті чого відбувається скорочення зовнішньої поверхні мезги, збільшення тиску стиснення і, відповідно – виділення олії. Характер зміни вільного об'єму витків впливає на вихід олії. Насіння рицини, продуктом переробки якої є рицинова олія (застосовується у військовій, хімічній, електротехнічній, медичній, косметичній, лакофарбовій промисловості, а також в сільському господарстві при виготовленні біопалива), сильно відрізняється за своїми фізико-механічними властивостями від інших олійних культур. Відповідно, застосування пресів, які випускаються сучасною промисловістю при пресуванні може зменшити кінцевий вихід олії, що не є прийнятним. Тому, потрібні додаткові дослідження впливу зміни вільного об'єму між пресуючими витками за довжиною шнекового валу на вихід касторової олії із насіння рицини. Причому, бажано, щоб такі дослідження не залежали від маси матеріалу, що подається для пресування, а відповідно і продуктивності пресу. У зв'язку з цим, постає актуальна задача оптимізації конструктивних параметрів шнекового преса шляхом зміни вільного об'єму окремо для кожного пресуючого витка та виведення математичної закономірності, яка надасть можливість розрахувати конструктивно-технологічні параметри преса будь-якої продуктивності з найбільшим виходом олії із насіння рицини.

Зміну вільного об'єму кожного пресуючого витка можна здійснити за допомогою відповідного конструктивного виконання робочих органів шнекового пресу. Відповідно, робочими органами пресу є зерний циліндр та шнековий вал з пресуючими витками. Конструктивні зміни у цих робочих органах можна здійснити наступним чином: змінити відстань (крок гвинта) між пресуючими витками (рис. 1а); змінити діаметр робочої камери (рис. 1б); змінити висоту пресуючих витків (рис. 1в); змінити діаметр робочої камери та змінити крок гвинта (рис 1г).

Оптимізація конструктивних параметрів (вільні об'єми між окремими пресуючими витками) шнекових пресів при пресуванні мезги насіння рицини забезпечуються у поєднанні з іншими технологічними параметрами, режими яких заздалегідь є невідомими. Такими параметрами є величина зазору між зерними пластинами та температура мезги, що подається до пресу. Тому, максимальний вихід олії із насіння рицини буде забезпечуватися тільки при оптимальних значеннях конструктивно-технологічних параметрів пресування мезги насіння рицини, що є актуальним завданням.



1 – зєсрний циліндр; 2 – кільцевий проміжок; 3 – прєсуючі витки; 4 – вал; $L_1, L_2 \dots L_n$ – відстань між прєсуючими витками; $d_1, d_2 \dots d_n$ – діаметр робочої камери; $h_1, h_2 \dots h_n$ – висота прєсуючих витків

Рис. 1. Конструктивне виконання шнекових прєсєв: а) – зі змінним кроком гвинта; б) – зі змінним діаметром робочої камери; в) – зі змінною висотою прєсуючих витків, г) – зі змінним діаметром робочої камери та змінним кроком гвинта

Аналіз останніх досліджень. Попередньо складено методикую експериментальних досліджень на прикладі одного прєсуючого витка шнекового прєсу та проведено дослідження за методикою багатофакторного експерименту. При проведенні таких експериментальних досліджень використовувався метод розгорнутого каналу. Функцією відгуку встановлено відносну масу олії, яка визначалася відношенням маси олії, що отримано в окремому експерименті при дії встановлених значень факторів до маси мєзги, що завантажувалася до розгорнутого каналу перед прєсуванням. Найвпливовішими факторами, що впливали на процес прєсування мєзги насіння рицини встановлено наступні: ступінь стиснення мєзги, що визначався відношенням першопочаткового об'єму мєзги, яку завантажували до розгорнутого каналу до кінцевого об'єму матеріалу,

що обумовлений визначеним тиском при стисненні; температура мезги всередині каналу та зазор в зерних пластинах розгорнутого каналу. Обробка експериментальних досліджень виконувалася у відповідності до відомих методик [1-3].

Формулювання цілей статті – підвищення ефективності процесу віджимання олії із насіння рицини шляхом проведення оптимізації конструктивно-технологічних параметрів для кожного пресуючого витка шнекового пресу.

Основні результати досліджень. У пресів, що випускає промисловість в більшості відсутні данні стосовно ступеню стиснення мезги на кожному пресуючому витку. Ступінь стиснення мезги, що отримана тиском вільного об'єму першого витку на вільний об'єм наступного витка, визначена у [4] для пресів ФП в незалежності від їх продуктивності. Однак, ця ступінь стиснення не є ступенем стиснення мезги в пресі. Після останнього витка у шнекових пресів є передконусна камера, де вільний об'єм також зменшується. Крім цього, після передконусної камери є регульовальний пристрій тієї або іншої конструкції, який створює протитиск, що також визиває стиснення мезги. Відповідно теоретичний ступінь стиснення мезги ε_{np}^m можна визначити як ступінь стиснення мезги, що створюється шнековим валом $\varepsilon_{ш.в}$, помножений на деякий коефіцієнт, величина якого залежить від положення регульовального пристрою. Для визначення фактичного ступеня стиснення мезги кінцеве рівняння має вигляд [4]:

$$\varepsilon = 0,97 \left[\varepsilon_{np}^m - (21,8 - 1,16 \cdot \delta) \right], \quad (1)$$

де ε_{np}^m - теоретичний ступінь стиснення, в.о.;

δ - ширина вихідної щілини, при якій працює прес, мм;

$$\varepsilon_{np}^m = \frac{10,2 \cdot \varepsilon_{ш.в}}{\delta^{0,85}}, \quad (2)$$

де $\varepsilon_{ш.в}$ - ступінь стиснення, що створюється шнековим валом, в.о.

Таким чином, при дослідженнях, в експериментальному розгорнутому каналі, необхідно забезпечити фактичний ступінь стиснення кожного пресуючого витка, який в будь-якому разі при визначеному ступені стиснення мезги, що створюється шнековим валом $\varepsilon_{ш.в}$ буде залежати від ширини вихідної щілини δ . При проведенні пошукового експерименту [3] встановлено, що при оптимальних параметрах волого-теплової обробки мезги насіння рицини [5], достатня ширина вихідної щілини складає $\delta = 6 \text{ мм}$.

З урахуванням формул (1) та (2), результати розрахунку фактичного ступеню стиснення на кожному пресуючому витку при

ширині вихідної щілини $\delta = 6\text{мм}$ та ступеню стиснення мезги, який створюється шнековим валом $\varepsilon_{ш.в}$ пресу ФП [4], наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Фактичний ступінь стиснення у пресів типу ФП при $\delta = 6\text{мм}$

Тип пресу	Номер пресуючого витка							
	1	2	3	4	5	6	7	8
ФП	1,42	1,64	1,94	3,67	4,85	5,71	6,79	8,92

Данні, що наведено в табл. 1, обрані за основу в подальших дослідженнях. Але, для визначення раціональних значень фактичного ступеню стиснення на кожному пресуючому витку шнекових пресів (перший фактор) із забезпеченням раціональної температури мезги та зазору в зерних планках (другий та третій фактор), зроблено відхилення в більшу та меншу сторону таким чином, щоб всі можливі значення ступеню стиснення були враховані. При проведенні досліджень, на експериментальному розгорнутому каналі, зміну вже розрахованого фактичного ступеня стиснення кожного пресуючого витка ε (табл. 1) здійснювали за формулою [6]

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_n}, \quad (3)$$

де V_1 - першопочатковий об'єм мезги в експериментальному розгорнутому каналі, см^3 ;

V_n - кінцевий об'єм мезги, який створюється шляхом зміни довжини розгорнутого каналу при незмінній ширині та висоті каналу см^3 .

Для побудови повнофакторного експерименту і оптимізації параметрів кожний виток шнекового валу досліджувався окремо. Таким чином, буде досліджено вісім пресуючих витків шнекового валу.

Порядок проведення дослідів був наступним. Для трифакторного експерименту згідно стандартної матриці на експериментальному розгорнутому каналі фіксували одне із значень факторів на нижньому або верхньому рівні окремо для кожного пресуючого витка. Потім, попередньо підготовлену мезгу після проведеної волого-теплової обробки [5] поміщали до розгорнутого каналу з постійно однаковою масою та здійснювалося її пресування. За одержаними даними, після пресування мезги, визначали функцію відгуку – відносну масу олії.

Після обробки результатів експериментальних досліджень та здійсненні відповідних розрахунків отримано розкодовані моделі другого порядку:

для першого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,145\alpha^2 - 0,127\delta^2 - 0,0000083t^2 - 0,128\alpha \cdot \delta + \\ + 0,003t \cdot \delta + 0,002\alpha \cdot t - 0,0402\alpha + 0,258\delta + 0,01t - 0,318 \quad , \quad (4)$$

На основі вирішених систем рівнянь з приватними похідними, отримані точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 1,42$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1,5$ мм; температура мезги $t = 105$ °С;

для другого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,0206\alpha^2 - 0,0224\delta^2 - 0,0000368t^2 - 0,13095\alpha \cdot \delta + \\ + 0,00294t \cdot \delta + 0,00185\alpha \cdot t + 0,00643\alpha - 0,000347\delta + \\ + 0,000492t + 0,000482 \quad , \quad (5)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 1,79$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1,5$ мм; температура мезги $t = 105$ °С;

для третього пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,0206\alpha^2 - 0,095\delta^2 - 0,0000026t^2 + 0,065\alpha \cdot \delta + \\ + 0,00148t \cdot \delta - 0,00155\alpha \cdot t + 0,00525\alpha - 0,0382\delta + \\ + 0,00217t + 0,000184 \quad , \quad (6)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 2,09$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1,22$ мм; температура мезги $t = 104$ °С;

для четвертого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,00336\alpha^2 - 0,0488\delta^2 - 0,00000316t^2 - 0,0258\alpha \cdot \delta + \\ + 0,00251t \cdot \delta + 0,000234\alpha \cdot t + 0,0000763\alpha - 0,01945\delta + \\ + 0,002353t + 0,001968 \quad , \quad (7)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 4,67$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1$ мм; температура мезги $t = 94$ °С;

для п'ятого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,00077\alpha^2 - 0,0266\delta^2 - 0,0000237t^2 - 0,0145\alpha \cdot \delta + \\ + 0,001116t \cdot \delta + 0,0007947\alpha \cdot t - 0,000579\alpha - 0,006166\delta + \\ + 0,000226t + 0,000413 \quad , \quad (8)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 5,35$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1$ мм; температура мезги $t = 105$ °С;

для шостого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,00729\alpha^2 + 0,0799\delta^2 - 0,0000447t^2 - 0,1001\alpha \cdot \delta + \\ + 0,00276t \cdot \delta + 0,00126\alpha \cdot t + 0,00171\alpha + 0,0327\delta - \\ - 0,000732t + 0,0033 \quad , \quad (9)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 6,21$; зазор в зеєрних планках $\delta = 1$ мм; температура мезги $t = 105$ °С;

для сьомого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,0049\alpha^2 - 0,3902\delta^2 + 0,0993\alpha \cdot \delta + 0,00427t \cdot \delta - 0,00134\alpha \cdot t - 0,00464\alpha + 0,1634\delta + 0,00588t - 0,0701, \quad (10)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 7,29$; зазор в зерних планках $\delta = 1,3$ мм; температура мезги $t = 105$ °С;

для восьмого пресуючого витка

$$Y(\mu) = 0,000029\alpha^2 - 0,0529\delta^2 - 0,0000605t^2 - 0,00867\alpha \cdot \delta + 0,00225t \cdot \delta + 0,000171\alpha \cdot t + 0,000855\alpha - 0,0375\delta + 0,0077t - 0,0082, \quad (11)$$

Точки оптимуму: значення ступеню стиснення $\varepsilon = 9,32$; зазор в зерних планках $\delta = 1$ мм; температура мезги $t = 97$ °С;

Наведені данні демонструються на рис. 2...8, де представлено поверхні відгуків (а) і лінії рівнів (б) рівнянь регресії (4...11) при першому фіксованому факторі.

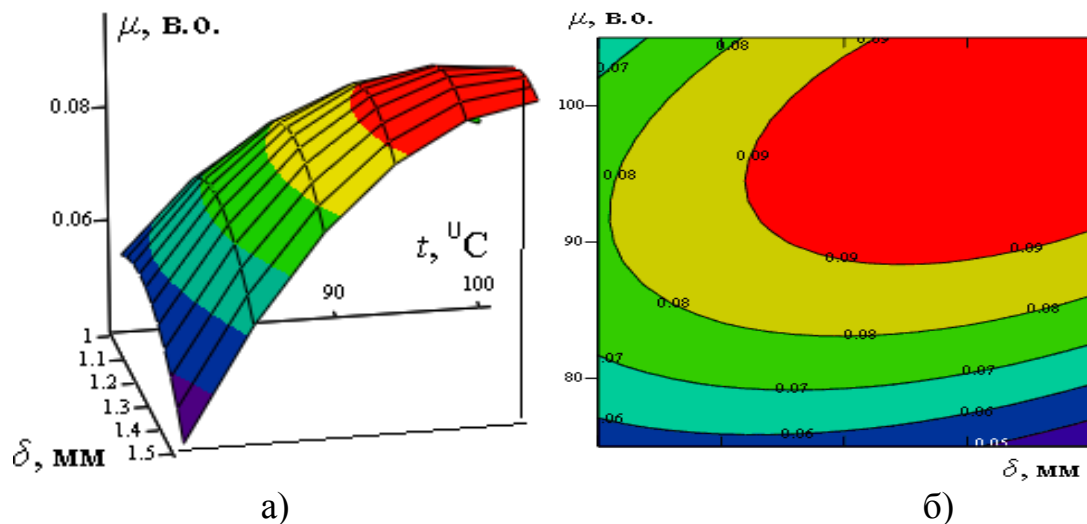


Рис. 2. Поверхня відгуку (а) і лінії рівнів функції відгуку для першого пресуючого витка (при $\varepsilon = 1,42$)

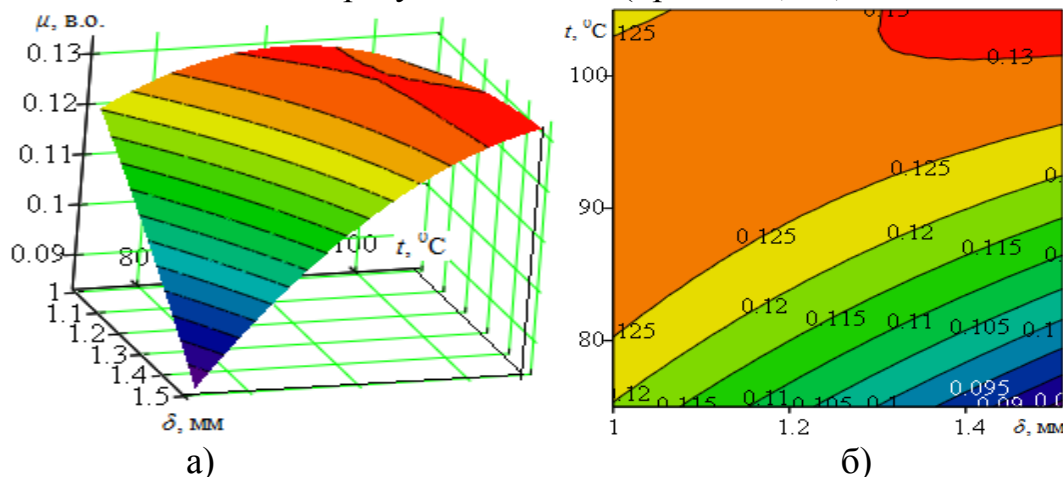


Рис. 3. Поверхня відгуку (а) і лінії рівнів (б) функції відгуку для другого пресуючого витка (при $\varepsilon = 1,79$)

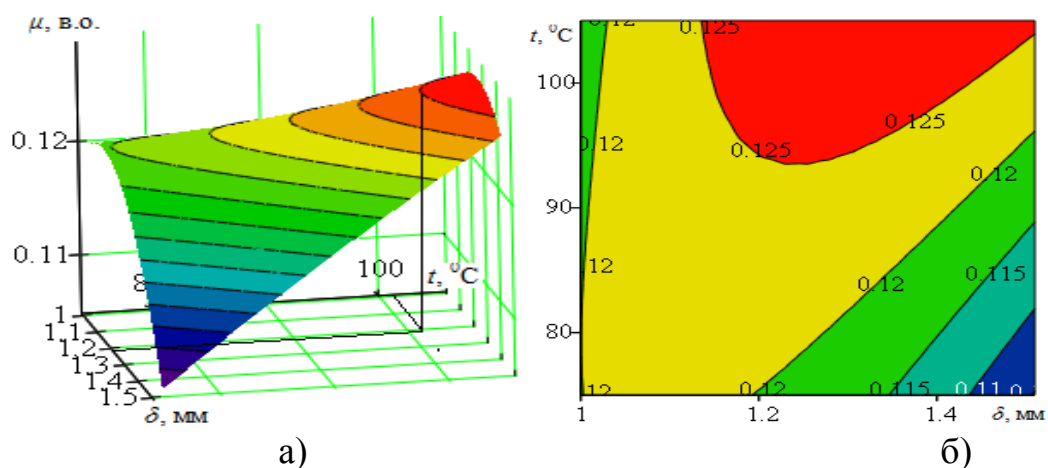


Рис. 4. Поверхня відгуку (а) і лінії рівнів (б) функції відгуку для третього пресуючого витка (при $\varepsilon = 2,09$)

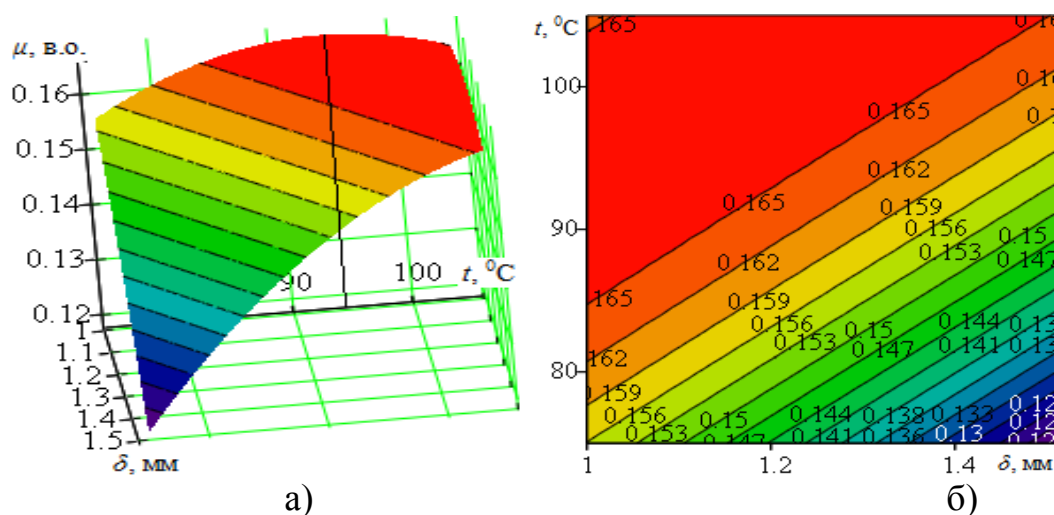


Рис. 5. Поверхня відгуку (а) і лінії рівнів (б) функції відгуку для четвертого пресуючого витка (при $\varepsilon = 4,67$)

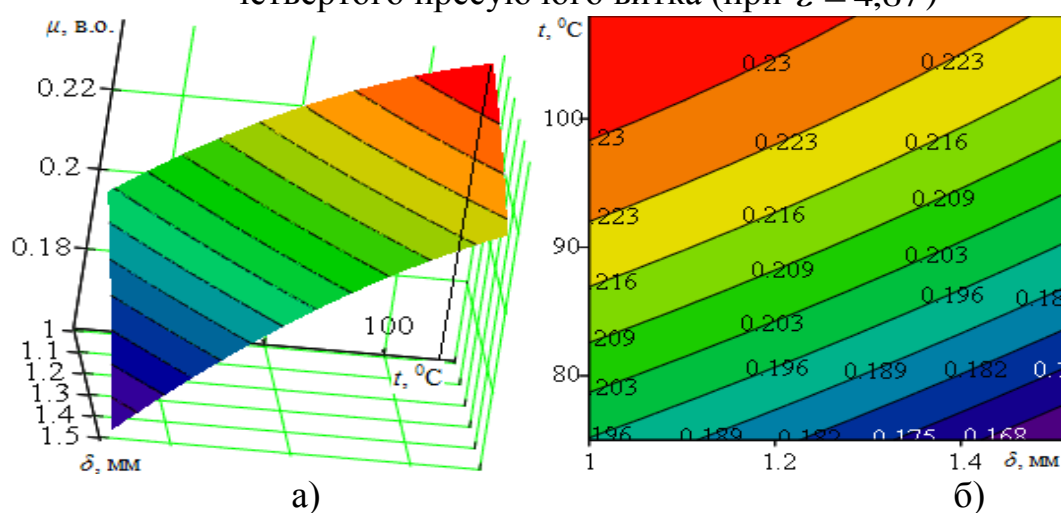


Рис. 6. Поверхня відгуку (а) і лінії рівнів (б) функції відгуку для п'ятого пресуючого витка (при $\varepsilon = 5,35$)

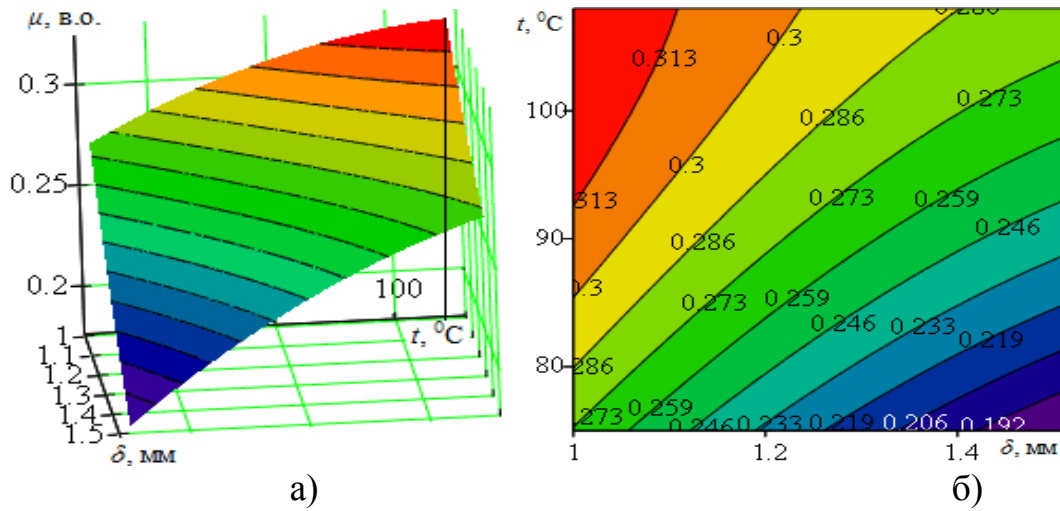


Рис. 7. Поверхня відгику (а) і лінії рівнів (б) функції відгику для шостого пресуючого витка (при $\varepsilon = 6,21$)

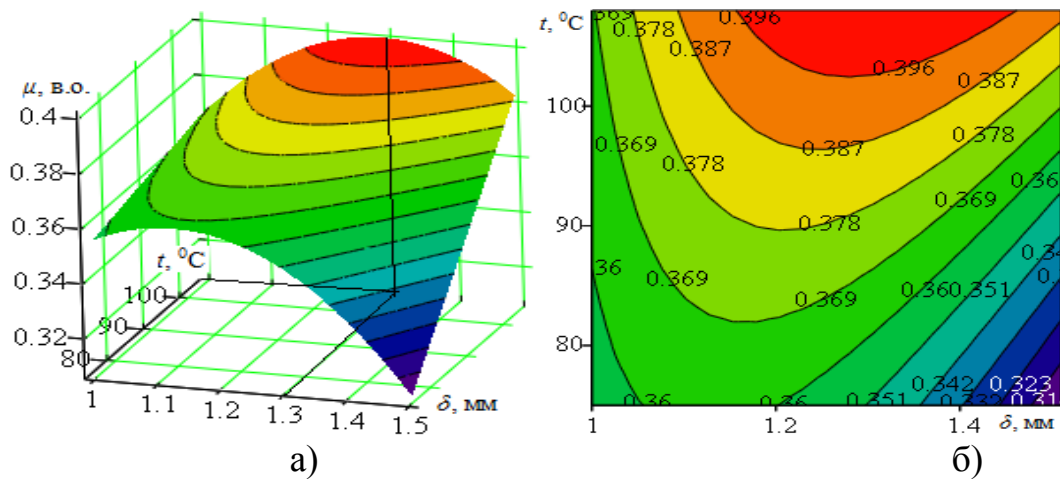


Рис. 8. Поверхня відгику (а) і лінії рівнів (б) функції відгику для сьомого пресуючого витка (при $\varepsilon = 7,29$)

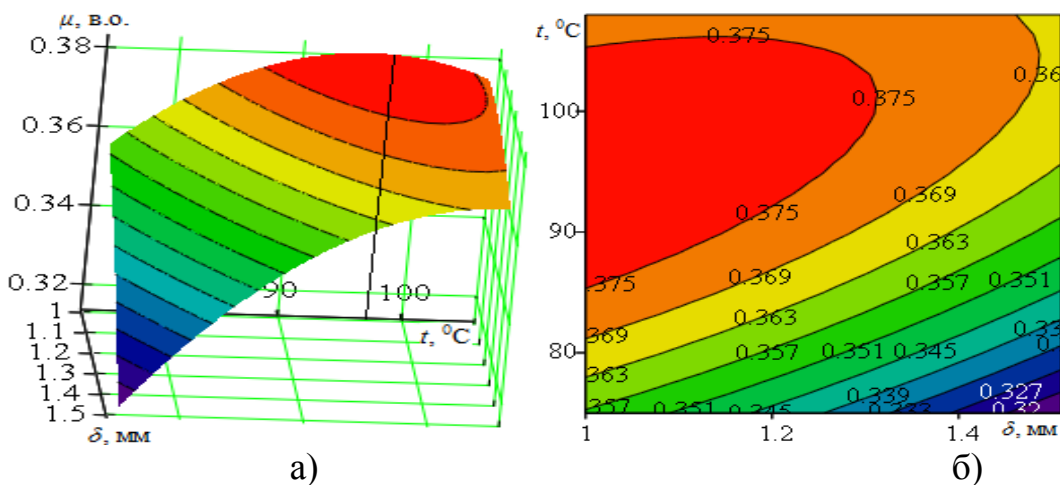


Рис. 9. Поверхня відгику (а) і лінії рівнів (б) функції відгику для восьмого пресуючого витка (при $\varepsilon = 9,32$)

Виходячи з отриманих даних після оптимізації конструктивно-технологічних параметрів шнекових витків у експериментальному розгорнутому каналі, можна визначити раціональну температуру мезги, що подається у шнековий прес для подальшого пресування, яка складає $t = 94 \dots 105^\circ\text{C}$. Оптимальні ж значення зазору в зеєрних планках змінюються за всією шкалою варіювання, тобто від $\delta = 1$ мм до $\delta = 1,5$ мм у відповідності до номера пресуючого витка. Це говорить про те, що зазори у зеєрному циліндрі шнекового пресу повинні мати різні розміри за довжиною шнекового валу у відповідності до номера пресуючого витка.

Висновки.

В результаті виконаних повнофакторних експериментів для процесу віджиму олії із мезги насіння рицини на вісьмох пресуючих витках шнекового валу встановлено:

1. Оптимальні ступені стиснення на відповідному пресуючому витку шнекового валу: перший пресуючий виток $\varepsilon = 1,42$; другий пресуючий виток $\varepsilon = 1,79$; третій пресуючий виток $\varepsilon = 2,09$; четвертий пресуючий виток $\varepsilon = 4,67$; п'ятий пресуючий виток $\varepsilon = 5,35$; шостий пресуючий виток $\varepsilon = 6,21$; сьомий пресуючий виток $\varepsilon = 7,29$; восьмий пресуючий виток $\varepsilon = 9,32$.

2. Оптимальні температури мезги на відповідному пресуючому витку шнекового валу: перший пресуючий виток $t = 105^\circ\text{C}$; другий пресуючий виток $t = 105^\circ\text{C}$; третій пресуючий виток $t = 104^\circ\text{C}$; четвертий пресуючий виток $t = 94^\circ\text{C}$; п'ятий пресуючий виток $t = 105^\circ\text{C}$; шостий пресуючий виток $t = 105^\circ\text{C}$; сьомий пресуючий виток $t = 105^\circ\text{C}$; восьмий пресуючий виток $t = 97^\circ\text{C}$.

3. Оптимальні зазори в зеєрних планках на відповідному пресуючому витку шнекового валу: перший пресуючий виток $\delta = 1,5$ мм; другий пресуючий виток $\delta = 1,5$ мм; третій пресуючий виток $\delta = 1,22$ мм; четвертий пресуючий виток $\delta = 1$ мм; п'ятий пресуючий виток $\delta = 1$ мм; шостий пресуючий виток $\delta = 1$ мм; сьомий пресуючий виток $\delta = 1,3$ мм; восьмий пресуючий виток $t = 1^\circ\text{C}$.

Література:

1. Бондарь А.Г., Статюха Г.А. Планирование эксперимента в химической технологии. К.: Вища школа, 1976. 180 с.

2. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. – 2-е изд. Л., 1980. 168 с.

3. Підручник дослідника. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей / Васильковський О.М., Лещенко С.М., Васильковська К.В., Петренко Д.І. Кіровоград, 2016. 204 с.

4. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел. М.: Пищевая промышленность, 1974. 439 с.

5. Дідур В.В., Дідур В.А., Чебанов А.Б., Асеев А.А. Оптимізація параметрів вологотеплової обробки м'ятки при виділенні олії із насіння рицини. Науковий вісник ТДАТУ. 2018. Вип. 8, Т. 2. С. 3-8. DOI: 10.31388/2220-8674-2018-2-14

6. Наукові основи глибокої переробки насіння рицини на олію та високобілкові корми: звіт про НДР / Дідур В.А. та ін. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. 262 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШНЕКОВЫХ ПРЕССОВ ДЛЯ ОТЖАТИЯ МЕЗГИ СЕМЯН КЛЕЩЕВИНЫ

Дідур В. В., Чебанов А. Б., Дідур В. А., Верещага О. Л., Назарова О. П.

Аннотация - С целью оптимизации конструктивно-технологических параметров шнекового пресса, экспериментальные исследования прессования мезги семян клещевины целесообразно рассматривать по каждому отдельному прессующему витку шнекового вала. Для проведения таких исследований использован метод развернутого канала. Максимальное количество масла обеспечивается при оптимальных конструктивно-технологических параметрах развернутого канала, нахождение которых требует использования методики математического планирования эксперимента. Планирование, дальнейшее проведение и обработка экспериментальных исследований, осуществлено для восьми прессующих витков шнекового вала. За основной критерий оптимизации принято относительную массу масла. В результате обработки экспериментальных исследований, установлены оптимальные параметры прессования мезги семян клещевины (степень сжатия, зазор в зерных планках, температура мезги в середине канала) отдельно для восьми прессующих витков шнекового вала.

Ключевые слова - семена клещевины, мезга, прессование, шнековый вал, развернутый канал, прессующий виток, относительная масса масла, степень сжатия.

OPTIMIZATION OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF AUGER PRESS FOR SQUEEZING OF A CASTOR SEED BRAIN

V. Didur, A. Chebanov, V. Didur, O. Vereshaga, O. Nazarova,

Summary

In order to optimize the design and technological parameters of the auger press, it is advisable to consider the experimental studies of the pressing of the castor bean seed seed on each individual spinning coil of a screw shaft. For the purpose of such studies, the expanded channel method was used. The maximum amount of oil is ensured at optimum structural and technological parameters of the expanded channel, the finding of which requires the use of mathematical planning of the experiment. The planning, further conduct and processing of the experimental studies were carried out for eight extruding coils of a screw shaft. The main criterion for optimization is the relative mass of oil. As a result of processing experimental studies, the optimal parameters of pressing of the castor seed pulp (the degree of compression, the gap in the Zeer strips, the temperature of the pulp in the middle of the channel) separately for eight pressing turns of the screw shaft. In the modern industry, auger presses of various designs are used to extract oil from oilseeds. The process of pressing is that the pulp gradually comes from the first to the last pressing turn of the screw shaft. As you move along the auger shaft, the pulp is compressed by changing the free volume of turns along its length, resulting in a reduction of the outer surface of the pulley, increasing the compression pressure and, accordingly, the release of oil. The nature of the change in the free volume of the coils influences the oil yield.

Keywords - castor seeds, kernel, pressing, auger shaft, expanded channel, extruder, relative oil mass, degree of compression.

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-33-48

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПОХИБКИ ФОРМИ ВИГОТОВЛЕННЯ РОТОРІВ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

Панченко А. І., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко І. А., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Пастушенко С. І., д.т.н.

ВП НУБіП України «Бережанський агротехнічний інститут»

Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – Технології виготовлення роторів планетарних гідромоторів, зумовлюють певну похибку форми їх зубчастої поверхні, що призводять до коливань діаметрального зазору між роторами. Такі коливання чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора. Попередні дослідження розглядають взаємодію роторів планетарних гідромашин, як беззазорне (теоретичне) з'єднання. У роботах не враховується відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами планетарного гідромотора, що дозволяє зовнішньому ротору довільно переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей роторів планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками. Для моделювання коливання діаметрального зазору, були обґрунтовані граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь роторів планетарного гідромотора. Дослідженнями встановлено, що коливання похибки форми зубчастої поверхні роторів носять хаотично-циклічний характер та справляють істотний вплив на зміну діаметрального зазору. Обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів дозволили усунути коливання діаметрального зазору та забезпечити стабільність вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Ключові слова – планетарний гідромотор, внутрішній ротор, зовнішній ротор, зубчаста поверхня, граничні відхилення, діаметральний зазор, похибка форми.

Постановка проблеми – Сучасні тенденції гідрофікації самохідної техніки вимагають розробки нових і вдосконалення існуючих конструкцій гідромашин планетарного типу, а також нових підходів у вирішенні проблеми поліпшення їх вихідних характеристик. Застосування планетарних гідромоторів в приводах активних робочих органів самохідної техніки, висуває високі вимоги до зміни вихідних характеристик цих гідромоторів, реалізація яких може бути забезпечена при їх проектуванні [1-5].

Технологічні труднощі, пов'язані з виготовленням роторів планетарного гідромотора, викликані їх конструктивними особливостями, зумовлюють певну похибку форми зубчастої поверхні роторів (рис. 1), що призводять до коливань діаметрального зазору між зовнішнім (рис. 1, а) та внутрішнім (рис. 1, б) роторами [6-13]. В процесі експлуатації, коливання діаметрального зазору чинять негативний вплив на зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора.

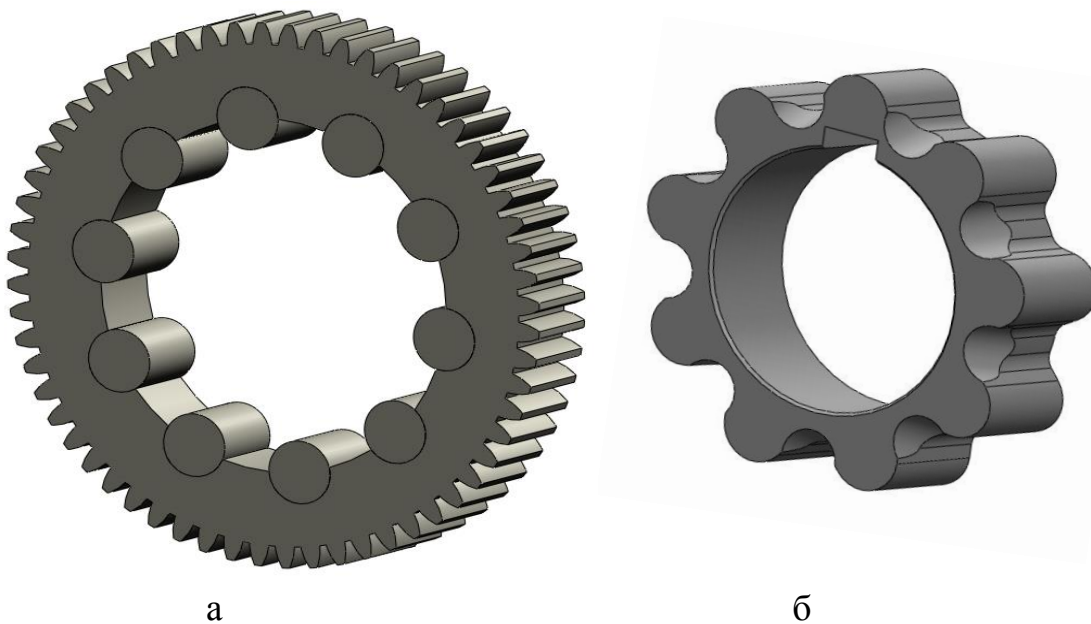


Рис. 1. Елементи витискувальної системи:
а – зовнішній ротор; б – внутрішній ротор.

Отже, реальне з'єднання роторів планетарного гідромотора відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору і та відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між внутрішнім і зовнішнім роторами [13]. Тому, дослідження впливу діаметрального зазору між внутрішнім і зовнішнім роторами планетарного

гідромотора на зміну його вихідних характеристик є актуальною задачею, рішення якої дозволить забезпечувати стабільність вихідних параметрів планетарних гідромоторів на стадії проектування.

Аналіз останніх досліджень – На сьогоднішній день велика увага приділяється проектуванню героторних та орбітальних гідромашин. Розроблено математичну модель, що описує зміну навантажень в зубчастому зачепленні [7]. Проведено експериментальні дослідження дослідних зразків героторних гідромашин. Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса [8, 9]. Запропоновано моделі, що враховують компресійний стан робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних гідромашин. Але не досліджено взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів та вихідних характеристик гідромашин.

Досліджено питання, пов'язані зі зносом робочих поверхонь роторів орбітальних гідромоторів [10]. Розроблено модель, що описує трибологічні зміни геометрії робочих поверхонь роторів цих гідромоторів. Однак, не досліджувався вплив похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики гідромотора.

Запропоновано програму для проектування гіпоциклоїдальних поверхонь роторів героторних машин [11, 12], що враховує рівняння гідродинаміки руху рідини в робочих камерах. Але не обґрунтовані граничні відхилення похибки форми виготовлення зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів гідромотора.

Обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ в зоні розподілу [14], запропоновано геометричні [15, 16] та гідродинамічні моделі [17, 18], що дозволяють досліджувати вплив геометричних параметрів проточних частин на вихідні характеристики орбітальних гідромашин.

Багато робіт присвячено проектуванню планетарних гідромашин [19-27]. Розроблено математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в гідроприводі обертового дії з гідромашинами планетарного типу [21, 22]. Запропоновано методики проектування витискувальних [19, 23] та розподільних [6, 24] систем гідромашин планетарного типу. Розглянуто способи розподілу робочої рідини [25], обґрунтовані кінематичні схеми розподільних систем [26, 27]. Питання кінематичного зв'язку між роторами не розглядалися.

Основним недоліком, виконаних досліджень, пов'язаних з кінематикою переміщення, силовою взаємодією та проектуванням внутрішнього і зовнішнього роторів орбітальних гідромашин є те, що взаємодію роторів розглянуто, як теоретичне (беззорове) з'єднання, де відсутня похибка форми зубчастих поверхонь роторів. У цих роботах не враховувалася відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між роторами гідромотора, яка дозволяє внутрішньому ротору довільно

переміщатися в межах діаметрального зазору (самовстановлюватися). При цьому ротора можуть приймати різні взаємоположення, в залежності від похибки форми своїх зубчастих профілів. Таким чином, реальне з'єднання відрізняється від теоретичного наявністю діаметрального зазору, і як наслідок, відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами.

Мета дослідження – Поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом обмеження граничних відхилень похибки форми зубчастих поверхонь зовнішнього і внутрішнього роторів.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

– визначити взаємозв'язок конструктивних особливостей роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора;

– обґрунтувати граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора;

– дослідити вплив похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Основна частина – Основними параметрами, що характеризують вихідні характеристики гідромотора, є крутний момент $M_{кр}$ і, відповідна, частота обертання n .

Теоретичний (розрахунковий) крутний момент на валу планетарного гідромотора (рис. 2) виражається залежністю [6, 20, 28]:

$$M_{кр} = 2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot R_1 \cdot (z_1 + 1), \quad (1)$$

де e – міжцентрова відстань між внутрішнім і зовнішнім роторами, мм;

Δp – перепад тиску робочої рідини в гідромоторі, МПа;

b – ширина роторів, мм;

R_1 – радіус розташування центрів зубів (ділильної окружності) внутрішнього ротора, мм;

z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора.

Рівняння (1) також можна представити у вигляді [20, 28, 29]:

$$M_{кр} = F \cdot h, \quad (2)$$

де F – результуюча сила від дії тиску робочої рідини;

h – плече докладання результуючої сили F , що визначається радіусом R_1 .

$$F = 2e \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1).$$

З рис. 2 величина плеча h докладання результуючої сили F визначається як

$$h = O_1O_2 + O_1O_3 + O_3O_4, \quad (3)$$

$$\text{де } O_1O_2 = e; \quad O_1O_3 = R_1; \quad O_3O_4 = O_3N \cdot \cos \alpha; \quad O_3N = r_1; \quad \cos \alpha = \frac{O_5O_6}{O_3O_6}; \quad (4)$$

$$O_5O_6 = O_2O_6 \cdot \sin(0,5\gamma_2); \quad O_3O_6 = r_1 + r_2; \quad O_2O_6 = R_2; \quad 0,5\gamma_2 = \pi/z_2. \quad (5)$$

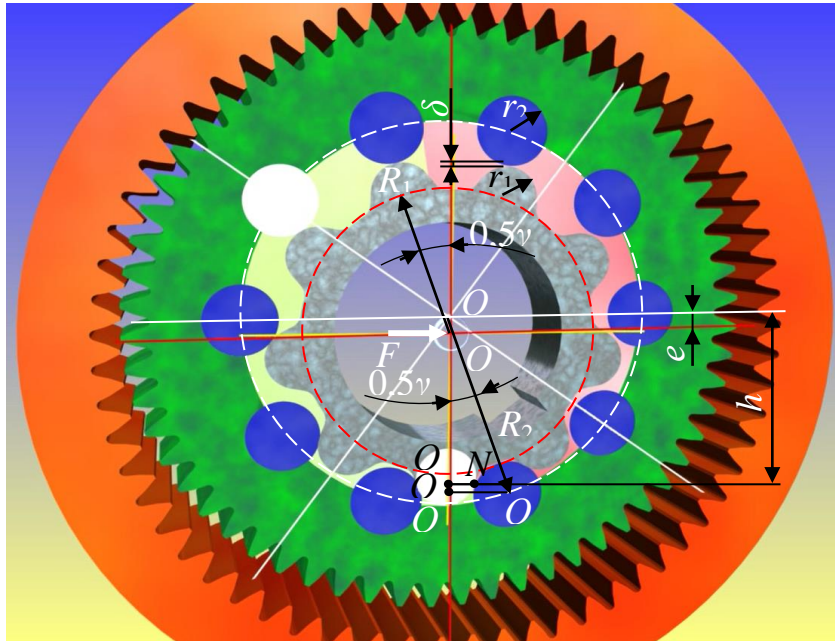


Рис. 2. Схема з'єднання внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора

Тоді з урахуванням рівнянь (4) і (5), після відповідних підстановок та перетворень, рівняння (3) набуде вигляду:

$$h = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin(\pi/z_2)}{r_1 + r_2}, \quad (6)$$

де R_2 – радіус розташування центрів зубів (ділильної окружності) зовнішнього ротора, мм;

z_2 – кількість зубів зовнішнього ротора;

r_1 – радіус зубів внутрішнього ротора, мм;

r_2 – радіус зубів зовнішнього ротора, мм.

Кінематичним аналізом переміщення внутрішнього та зовнішнього роторів встановлено [6, 20], що істотний вплив на величину діаметрального зазору δ (рис. 2) надає похибка форми зубчастого контуру P цих роторів. Похибка форми зубчастого контуру P роторів є комплексним показником та залежить від взаємозв'язку геометричних параметрів $P = f(R_1, r_1, \gamma_1, R_2, r_2, \gamma_2)$.

Початкове значення діаметрального зазору визначається сумою його технологічного (заданого кресленням) зазору δ_t та відхилень, викликаних похибкою форми P внутрішнього і зовнішнього роторів

$$\delta = \delta_t \pm P, \quad (7)$$

де знак «+» або «-» при параметрі P , визначається конкретними відхиленнями похибки форми внутрішнього та зовнішнього роторів.

З урахуванням рівнянь (6) і (7) зміна величини h , в залежності від

контакту в i -ій парі зубів, можна виразити через геометричні параметри внутрішнього ротора, при зміні діаметрального зазору δ у всьому його діапазоні:

$$h_i = h \cdot \cos \frac{2\pi}{z_1} (i-1) \pm \frac{(\delta_t \pm P)}{2}, \quad (8)$$

де i – порядковий номер зуба внутрішнього ротора, що визначає його миттєвий центр обертання (з урахуванням P), $i = 1, 2, \dots, z_1$.

При значеннях діаметрального зазору менше критичної величини $\delta_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні завжди проходить через умовний зуб №1 (тобто $i = 1$). Отже, $\cos(2\pi/z_1) \cdot (i-1) = 1$, а рівняння (8) прийме вигляд:

$$h_1 = h \pm \frac{(\delta_t \pm P)}{2}. \quad (9)$$

Тоді з урахуванням виразу (9) рівняння (6) набуває вигляду

$$h_1 = e + R_1 + r_1 \cdot \frac{R_2 \cdot \sin \frac{\pi}{z_2}}{r_1 + r_2} \pm \frac{(\delta_t \pm P)}{2}. \quad (10)$$

Підставляючи в рівняння (2) значення результуючої сили F з урахуванням зміни міжцентрової відстані e на величину коливання зазору $\pm \delta/2$ та рівняння (7), отримаємо залежність для визначення крутного моменту::

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(\delta_t \pm P)}{2} \right) \cdot \Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i, \quad (11)$$

де знак «+» або «-» при $(\delta_t \pm P)/2$ визначається положенням внутрішнього ротора.

Аналіз кінематики переміщення роторів показує, що в процесі експлуатації, при зміні значення величини діаметрального зазору від δ до $\delta_{кр}$, крутний момент досить значно коливається. Ці коливання викликані змінами геометричних параметрів внутрішнього та зовнішнього роторів, обумовлених їх виготовленням, які значно впливають на зміну величини h [20].

Коли, в процесі експлуатації, значення діаметрального зазору перевищують критичну величину $\delta_{кр}$, миттєвий центр обертання шестерні проходить через умовний зуб №2, №3 і т.д., при цьому величина h визначається з рівняння (6), а, отже, крутний момент різко зменшується, в $\cos(2\pi/z_1) \cdot (i-1)$ разів.

В результаті теоретичних досліджень розроблено математичний апарат, що дозволяє описати взаємозв'язок конструктивних особливостей внутрішнього і зовнішнього роторів та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

При дослідженнях впливу конструктивних особливостей

внутрішнього і зовнішнього роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора, розроблений математичний апарат, реалізовувався за допомогою пакета візуального моделювання VisSim. Це дало змогу дослідити вплив діаметрального зазору на вихідні характеристики планетарного гідромотора з урахуванням моделювання зміни похибки форми зубчастої поверхні внутрішнього і зовнішнього роторів.

Для визначення впливу коливань діаметрального зазору на зміну вихідних параметрів планетарного гідромотора були виміряні відхилення похибки форми виготовлення зубчастої поверхні роторів серійного гідромотора [20]. Контроль похибки форми виготовлення роторів здійснювався за методиками, наведеними в роботі [30]. Для модернізованого гідромотора відхилення похибки форми зубчастої поверхні роторів задавалися з урахуванням можливостей технології виготовлення [20].

Моделювання зміни діаметрального зазору, з урахуванням похибки форми виготовлення роторів проводилися за допомогою пакету Vissim, як для серійного, так і для модернізованого гідромоторів.

Для моделювання роботи роторів планетарного гідромотора приймаємо такі вихідні дані і початкові умови: робочий об'єм гідромотора дорівнює $V = 160 \text{ см}^3$; кутова швидкість вала гідромотора дорівнює $\omega = 68 \text{ с}^{-1}$; теоретичний гідромеханічний ККД, визначений розрахунковим шляхом дорівнює $\eta_{zm} = 0,95$.

На рис. 3-6 представлена структурно-функціональна схема взаємодії зовнішнього і внутрішнього роторів, що дозволяє моделювати їх роботу.

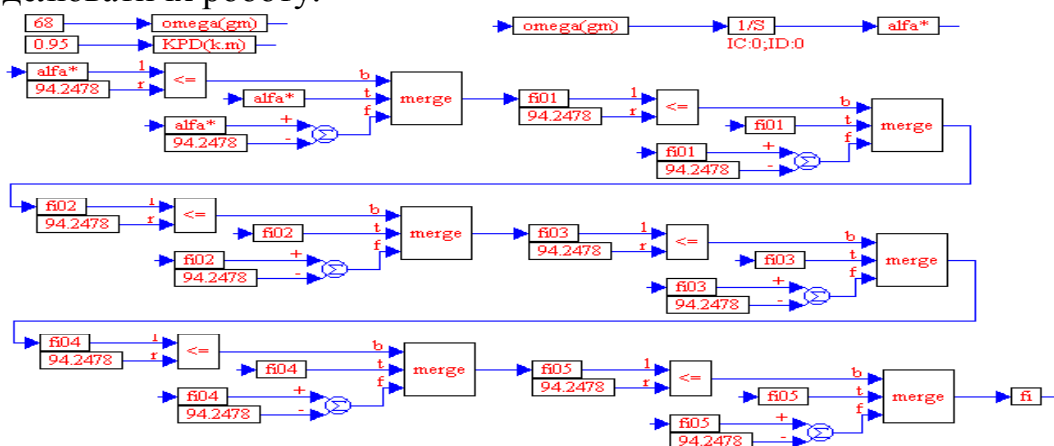


Рис. 3. Вихідні дані.

Вихідні дані (робочий об'єм, кутова швидкість та гідромеханічний ККД) гідромотора задані блоком, представленим на рис. 3, який також дозволяє задавати обертання вала гідромотора шляхом моделювання переміщення внутрішнього ротора.

Похибка форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів та технологічний зазор задані блоком, представленим на рис.4.

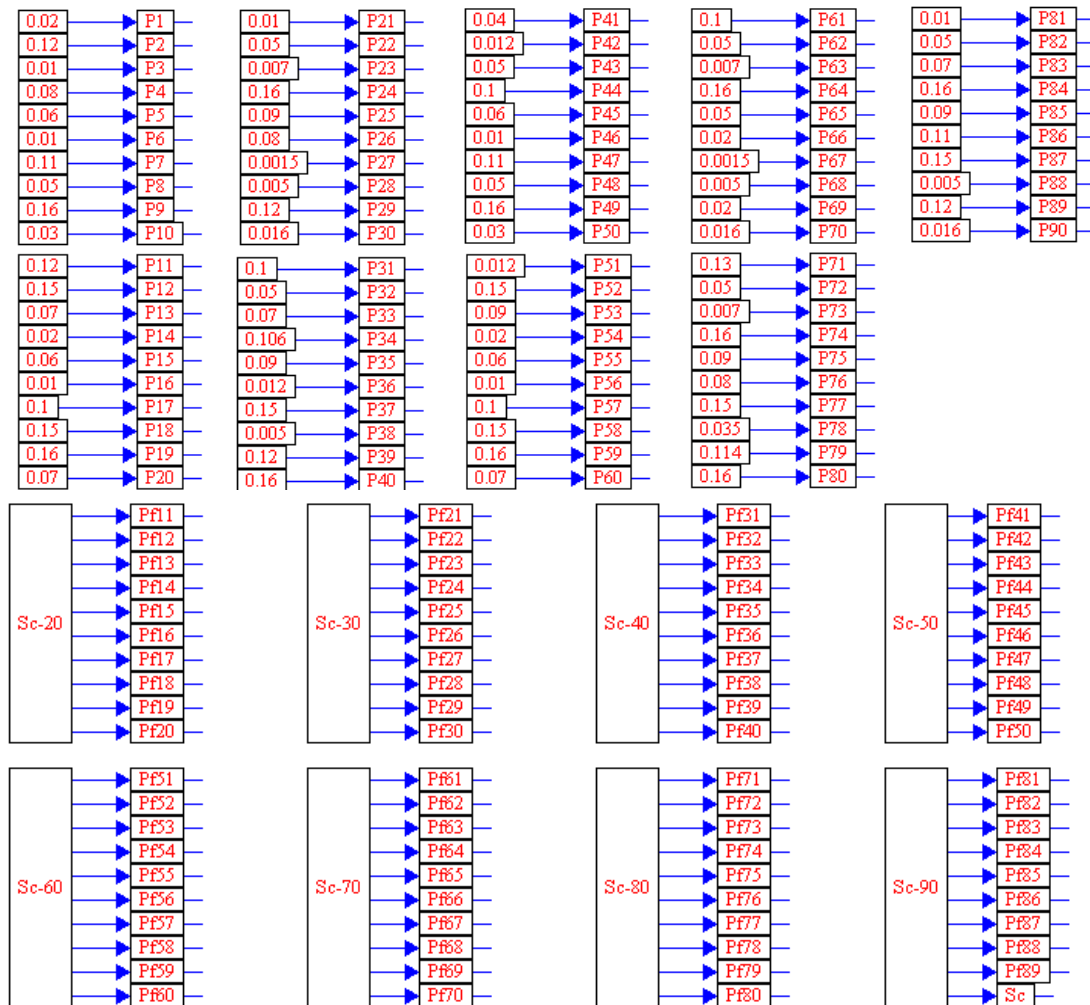


Рис. 4. Похибка форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів та визначення технологічного зазору

Блок представлений на рис. 5 дозволяє визначити зміну діаметрального зазору між зовнішнім та внутрішнім роторами в будь-який момент часу.

Блок представлений на рис. 6 дозволяє визначити гідромеханічні втрати з урахуванням похибки форми виготовлення роторів та технологічного зазору.

Результати моделювання показали (рис. 7), що в процесі роботи орбітального гідромотора, внаслідок відсутності жорсткої кінематичного зв'язку між його роторами, відбувається постійна зміна (коливання) діаметрального зазору δ . Для серійного гідромотора ці коливання становлять $\delta = 0,055...0,21$ мм (крива 1), а для модернізованого гідромотора – $\delta = 0,05...0,06$ мм (крива 2).

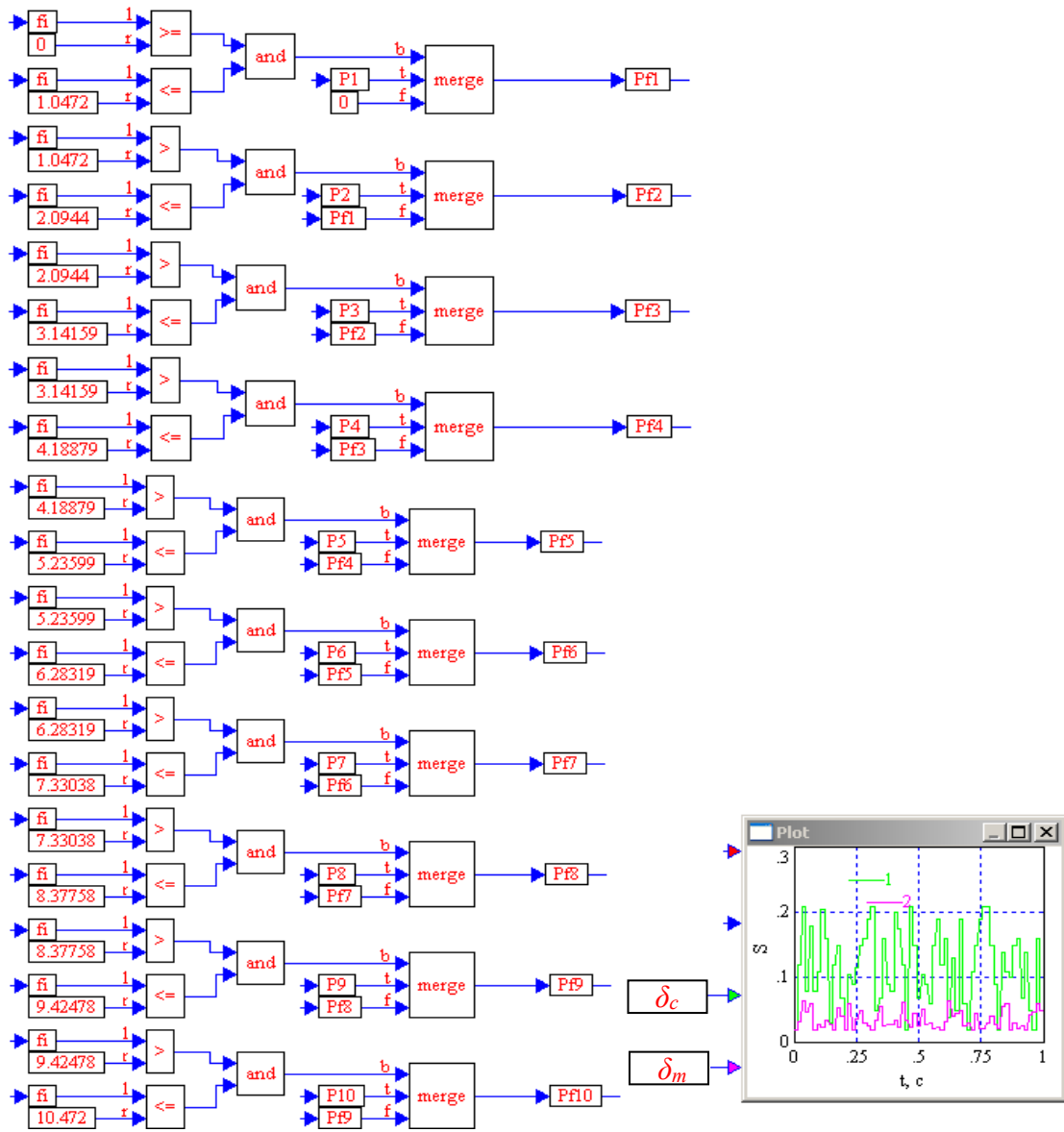


Рис. 5. Визначення зміни діаметрального зазору між зовнішнім та внутрішнім роторами

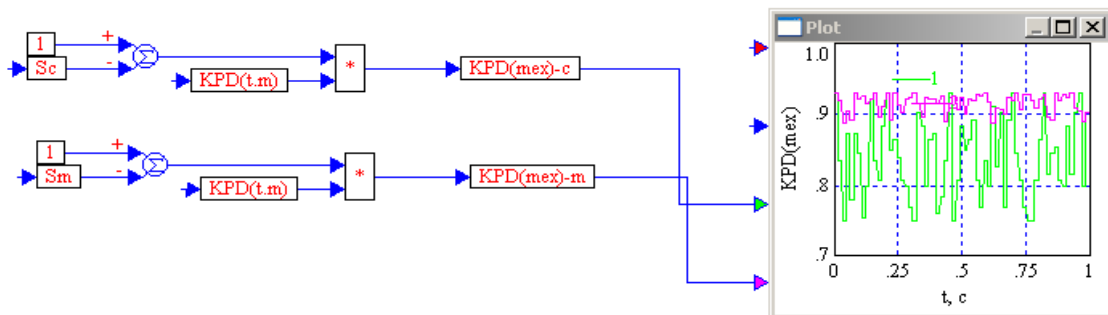


Рис. 6. Визначити гідромеханічного ККД

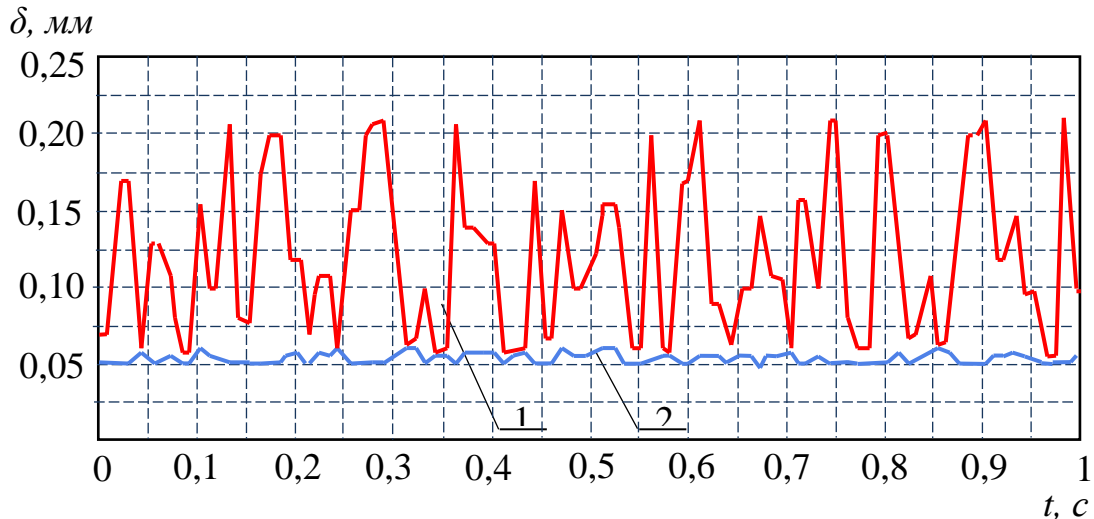


Рис. 7. Залежності зміни діаметрального зазору між роторами в процесі роботи: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Коливання діаметрального зазору мають хаотично-циклічний характер при кожному новому положенні зубів зовнішнього і внутрішнього роторів, що повторюється через певний цикл $z_{\text{ци}} = z_1 \cdot z_2$. Істотна різниця в амплітудах коливань діаметрального зазору δ (рис. 7) у серійного і модернізованого гідромоторів пояснюється наявністю великої сумарної похибки форми виготовлення зовнішнього і внутрішнього роторів $P = 0,15$ мм серійного гідромотора. У модернізованого гідромотора похибка форми виготовлення роторів становить $P = 0,01$ мм.

Результати моделювання зміни гідромеханічного ККД витискувальної системи показують (рис. 8), що гідромеханічні втрати мають хаотичний характер обернено-пропорційний зміні діаметрального зазору. Залежно від взаємного розташування зовнішнього і внутрішнього роторів, відхилення гідромеханічного ККД для серійного гідромотора складають $\eta_{\text{гм}} = 0,8 \dots 0,94$ (крива 1), а для модернізованого – $\eta_{\text{гм}} = 0,93 \dots 0,95$ (крива 2). Коливання гідромеханічного ККД повторюються через $z_{\text{ци}} = z_1 \cdot z_2$ циклів.

Зміни діаметрального зазору та гідромеханічного ККД викликають значні коливання крутного моменту (рис. 9). Причому, амплітуда коливань крутного моменту для серійного гідромотора становить 60 Н·м і змінюється в межах $M_{\text{кр}} = 325 \dots 385$ Н·м (крива 1), а для модернізованого – $M_{\text{кр}} = 382 \dots 388$ Н·м (крива 2).

Значні зміни (коливання) крутного моменту серійного гідромотора викликані коливаннями діаметрального зазору і, як наслідок, гідромеханічного ККД.

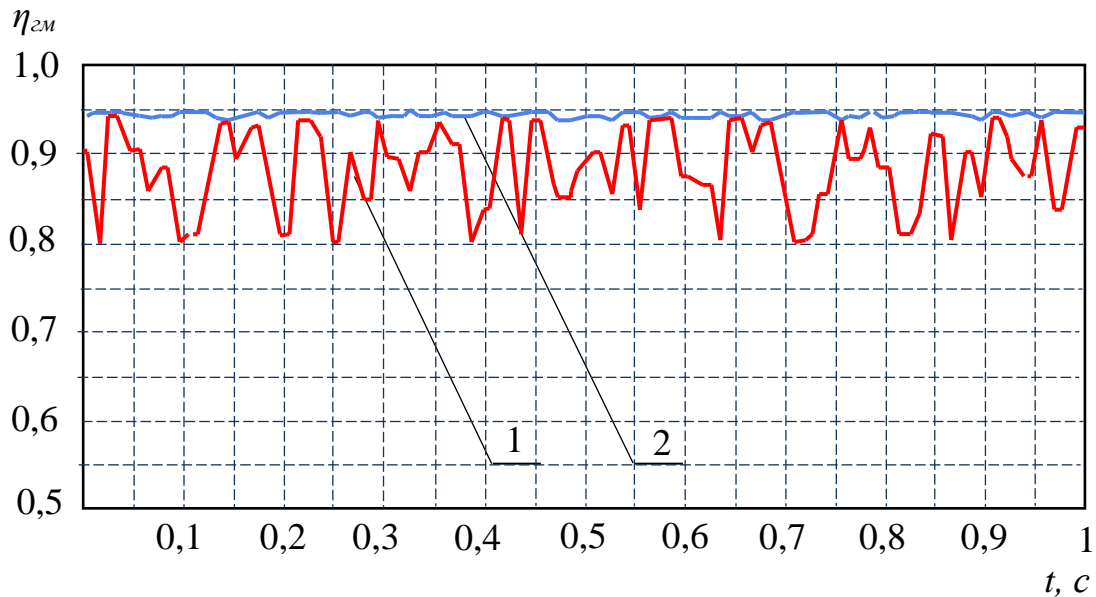


Рис. 8. Залежності зміни гідромеханічного ККД планетарного гідромотора: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

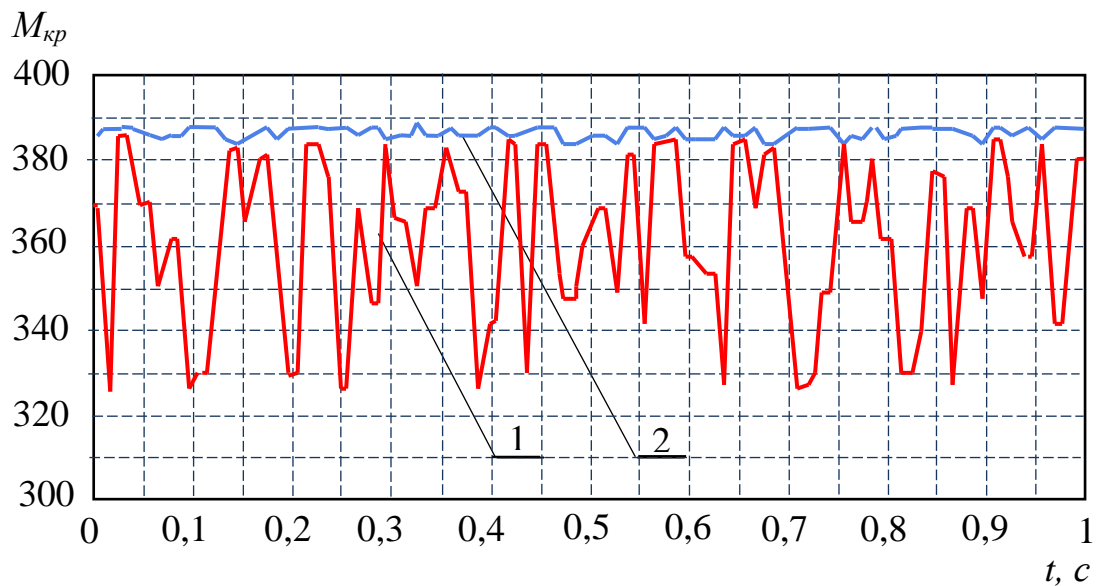


Рис. 9. Залежності зміни крутного моменту планетарного гідромотора: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

Дослідженнями динаміки зміни діаметрального зазору та гідромеханічного ККД планетарного гідромотора встановлено, що існуюча технологія виготовлення внутрішнього і зовнішнього роторів не дозволяє забезпечити задану геометрію їх зубчастого профілю (похибка форми виготовлення роторів $P = 0,15$ мм); коливання похибки форми роторів носять хаотично-циклічний характер, що повторюється через $z_u = z_1 \cdot z_2$ циклів і справляють істотний вплив на зміну діаметрального зазору; коливання гідромеханічного ККД обернено-пропорційні коливанням діаметрального зазору та становлять для серійного гідромотора $\eta_{гм} = 0,8...0,94$, а для модернізованого – $\eta_{гм} =$

0,93...0,95; коливання крутного моменту носять характер, аналогічний змінам гідромеханічного ККД та викликані нестабільністю його значень. Коливання крутного моменту для серійного гідромотора складають $M_{кр} = 325...385$ Н·м, а для модернізованого – $M_{кр} = 382...388$ Н·м.

Висновки.

В результаті проведених досліджень впливу конструктивних особливостей роторів планетарного гідромотора на зміну його вихідних характеристик розроблено математичний апарат, що описує взаємозв'язок конструктивних особливостей зовнішнього та внутрішнього роторів планетарного гідромотора з його вихідними характеристиками.

Для моделювання зміни діаметрального зазору в процесі роботи планетарного гідромотора були обґрунтовані граничні відхилення похибки форми зубчастих поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів планетарного гідромотора. Сумарна похибка форми виготовлення роторів серійного гідромотора складає $P = 0,15$ мм, а модернізованого – $P = 0,01$ мм. Для серійного гідромотора коливання діаметрального зазору складають $\delta = 0,055...0,21$ мм, а для модернізованого – $\delta = 0,05...0,06$ мм.

Дослідженнями впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарного гідромотора встановлено, що коливання похибки форми внутрішнього і зовнішнього роторів носять хаотично-циклічний характер та істотно впливають на зміну діаметрального зазору. Коливання гідромеханічного ККД планетарного гідромотора становлять для серійного – $\eta_{зм} = 0,8...0,94$, а для модернізованого – $\eta_{зм} = 0,93...0,95$. Коливання крутного моменту аналогічні змінам гідромеханічного ККД та викликані нестабільністю його значень. Коливання крутного моменту для серійного гідромотора складають $M_{кр} = 325...385$ Н·м, а для модернізованого – $M_{кр} = 382... 388$ Н·м

Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.
2. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.
3. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати, 2018. №17. С.88-95.

4. Панченко А. І., Волошина А. А., Золотарьов О. Ю., Тітов Д. С. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки // Промислова гідравліка і пневматика, 2003. №1. С.71-74.

5. Панченко А. И., Волошина А. А., Кувачов В. П., Панченко И. А. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. Вип. 12. Т.3. С. 174-184.

6. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.

7. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (4). 647–660.

8. Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Kim Chul, Jung S. Y. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. Journal of Mechanical Design, 2006. 129 (10). 1099-1105.

9. Ivanovic L., Miric N., Devedzic G., Ćuković S. Analysis of forces and moments in gerotor pumps. Journal of Mechanical Engineering Science, 2010. No 224 (10). P. 2257-2269. Doi: 10.1243/09544062JMES2041.

10. Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (1). 011005-12.

11. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. 14 (3). 391–397.

12. Gamez-Montero P.J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB // Journal of Mechanical Design, 2012. 134 (5). 054502-7. Doi:10.1115/1.4006440.

13. Бирюков В. Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. 152с.

14. Velez E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulation // XV International Scientific Conference. Renewable Energies and Innovative Technologies, 2016. 64–66.

15. Marcu I. L., Pop I. I. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, 2004. 365–370.

16. Ding H., Lu J. X., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012. No 15 (6). 062006. Doi: 10.1088/1755-1315/15/6/062006.

17. *Altare G., Rundo M.* Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

18. *Chiu-Fan H.* Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

19. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

21. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // *Промислова гідравліка і пневматика*, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

22. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *Промислова гідравліка і пневматика*, 2014. №1 (43). С. 71-82.

23. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа // *MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 2014. Vol.16. No 3.P.179-186.

24. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 45 (1154). – С.53-59.

25. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

26. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

27. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин // *Праці ТДАТУ*. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. Doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

28. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

29. *Ерасов Ф. Н., Иванченко Ф. Н.* К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин // Вестник машиностроения, 1975. №9. С.11-15.

30. *Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В.* Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОГРЕШНОСТИ ФОРМЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ РОТОРОВ НА ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Пастушенко С. И.

Аннотация – Технологии изготовления роторов планетарных гидромоторов, обуславливают определенную погрешность формы их зубчатой поверхности, приводящую к колебаниям диаметрального зазора между роторами. Такие колебания оказывают негативное влияние на изменение выходных характеристик планетарного гидромотора. Предыдущие исследования рассматривали взаимодействие роторов планетарных гидромашин, как беззазорное (теоретическое) соединения. В работах не учитывалось отсутствие жесткой кинематической связи между роторами планетарного гидромотора, что позволяет внешнему ротору произвольно перемещаться в пределах диаметрального зазора (самоустанавливаться). В результате проведенных исследований влияния конструктивных особенностей роторов планетарного гидромотора на изменение его исходных характеристик разработан математический аппарат, описывающий взаимосвязь конструктивных особенностей внешнего и внутреннего роторов планетарного гидромотора с его выходными характеристиками. Для моделирования колебания диаметрального зазора, были обоснованы предельные отклонения погрешности формы зубчатых поверхностей роторов планетарного гидромотора. Исследованиями установлено, что колебания погрешности формы зубчатой поверхности роторов носят хаотично-циклический характер и оказывают существенное влияние на изменение диаметрального зазора. Обоснованные предельные отклонения погрешности формы изготовления зубчатой поверхности роторов позволили устранить колебания

диаметрального зазора и обеспечить стабильность выходных характеристик планетарного гидромотора.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, внутренний ротор, внешний ротор, зубчатая поверхность, предельные отклонения, диаметральный зазор, погрешность формы.

RESEARCH OF INFLUENCE OF ERROR OF FORM OF PRODUCTION OF ROTORS ON OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Panchenko I. A., Pastushenko S. I.

Summary

The manufacturing technologies of rotors of planetary hydraulic motors cause a certain error in the shape of their gear surface, leading to fluctuations in the diametrical clearance between the rotors. Such fluctuations have a negative effect on the change in the output characteristics of the planetary hydraulic motor. Previous studies have considered the interaction of the rotors of planetary hydraulic machines as a gapless (theoretical) connection. The work did not take into account the absence of a rigid kinematic connection between the rotors of the planetary hydraulic motor, which allows the external rotor to arbitrarily move within the diametrical gap (self-install). As a result of studies of the influence of the design features of the rotors of the planetary hydraulic motor on the change in its initial characteristics, a mathematical apparatus has been developed that describes the relationship of the design features of the rotors with the output characteristics of the planetary hydraulic motor. To simulate fluctuations in the diametrical clearance, the maximum deviations of the shape error of the gear surfaces of the planetary hydraulic motor rotors were substantiated. Studies have established that fluctuations in the shape error of the gear surface of the rotors are chaotic-cyclical in nature and have a significant effect on the change in the diametrical gap. Justified marginal deviations of the error in the shape of the manufacture of the gear surface of the rotors made it possible to eliminate fluctuations in the diametrical clearance and ensure the stability of the output characteristics of the planetary hydraulic motor.

Keywords - planetary hydraulic motor, inner rotor, outer rotor, gear surface, boundary deviations, diameter gap, shape error.

УДК 621.646.94

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-49-58

ПРИСТРІЙ ГАСІННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ УДАРІВ ВИСОКОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ

Андренко П. М., д.т.н.,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

Свинаренко М. С., к.т.н.

Харківський національний університет будівництва та архітектури

Тел. (057) 707–61–28

Анотація – в статті сформульовані вимоги до перспективного пристрою гасіння гідравлічних ударів в трубопроводах. Проведений аналіз існуючих конструктивних рішень таких пристроїв. Встановлені особливості їх функціонування. Описано конструкцію та роботу розробленого пристрою гасіння гідравлічних ударів в трубопроводах збудованого за принципом інтерференції гідравлічних хвиль. Наведені рекомендації по вибору його основних конструктивних параметрів. Описано комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв за яким розраховані оціночні показники технічного рівня розробленого гасителя та його найближчого аналога. Доведено, що комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня у розробленого пристрою гасіння гідравлічних ударів в трубопроводах вищий, ніж у найближчого аналога.

Ключові слова – гідравлічний удар, технічний рівень, труба, байпасний канал, зворотний клапан, хвиля гідравлічного удару, пружина.

Постановка проблеми. Технічний рівень гідравлічних систем технологічних машин, іншого промислового устаткування в значній мірі залежать від показників технічного рівня гідроагрегатів (ГА), що входять до їх складу та забезпечують надійне функціонування виконавчих механізмів. У загальному випадку технічний рівень ГА залежить від багатьох факторів, а саме, від конструктивного виконання, режиму роботи, міцності конструкції елементів, кваліфікації обслуговуючого персоналу, параметрів навколишнього середовища, стану робочої рідини, наявності засобів технічного діагностування

тощо. Значний вплив на технічний рівень мають засоби захисту гідравлічних мереж та систем від гідравлічних ударів, які виникають внаслідок несанкціонованого відключення або позаштатного включення насосів напірних гідросистем, некоректного маневрування запірно-регулюючою арматурою, аварійного спрацьовування відсічних клапанів тощо. Використання при проектуванні таких мереж та систем сучасних засобів захисту від гідравлічних ударів не завжди гарантує їх надійний захист, особливо при роботі на гетерогенних робочих середовищах. Це суттєво знижує технічний рівень як ГА, та і системи умілому. Слід зазначити, що на стадії вибору схемного рішення ГА, при проектуванні таких машин та систем, виникає потреба в порівнянні їх споживчих властивостей, визначення технічного рівня, а отже, конкурентоспроможності.

Аналіз останніх досліджень. Питанням розрахунку та проектування пристроїв гасіння гідравлічних ударів присвячена достатньо велика кількість наукових робіт, наприклад [1, 3]. В них докладно описано механізм виникнення гідравлічних ударів, наведені методики розрахунку та вибору основних конструктивних параметрів гасителів які цілком правомірно можуть бути використані при їх проектуванні. В [4] наведена класифікація способів та засобів захисту від гідравлічних ударів. Там же зазначено, що існуючі засоби захисту від гідравлічних ударів не завжди гарантують надійний захист, особливо при роботі гідравлічних мереж на гетерогенних робочих середовищах. Доведено, що на сьогодні перспективний засіб гасіння гідравлічних ударів повинен бути активним, прямої дії з транспортуванням рідини без її скиду, та застосуванням зворотного клапана та елементів збудованих з використанням гідроаеродинамічних ефектів і які не містять рухомих частин. Теоретичною базою використання вихрового ефекту при проектуванні пристроїв гасіння гідравлічних ударів в трубопроводах є робота [5]. Стаття [6] присвячена вибору основних параметрів вихрового діюда для запобігання гідравлічних ударів в вертикальних трубопроводах. Теоретичною базою використання інтерференції хвиль при проектуванні гасителів гідравлічних ударів в трубопроводах є робота [7]. Таким чином на сьогодні є достатньо досконала теоретична база для розробки перспективного пристрою для гасіння гідравлічних ударів високого технічного рівня.

Проведений нами аналіз конструктивних рішень пристроїв для гасіння гідравлічних ударів в трубопроводах виказав, що вони мають певні недоліки. Так пристрій виконаний згідно [8] який містить резервуар, що виконує функцію повітряного ковпака всередині якого розміщені вкриті гумою поліскляні кульки, які знаходяться під вакуумом. Підвід та відвід рідини в такому пристрої здійснюється по

трубопроводу, причому в трубопроводі, по напрямку руху рідини, розміщено зворотний клапан.

Недоліком цього пристрою для гасіння гідравлічних ударів є те, що при виникненні гідравлічного удару скляні кульки що знаходяться в резервуарі руйнуються запобігаючи гідравлічний удар і для їх заміни потрібен певний час. Крім того, такий пристрій має великі габарити, він не може автоматично підстроюватися до параметрів можливого гідравлічного удару, тобто діапазон його використання обмежений.

Пристрій гасіння гідравлічних ударів [9] містить прямолінійну ділянку труби постійного перетину яка додатково обладнана послідовно розташованою розширеною ділянкою труби з діаметром, по крайній мірі, у два рази більшим ніж діаметр попередньої прямолінійної ділянки труби, а також байпасний канал, який з'єднує розширену ділянку трубопроводу з прямолінійною ділянкою трубопроводу постійного перетину. Причому вісь відводу байпасного каналу і вісь розширеної ділянки трубопроводу утворюють гострий кут, а вісь виходу байпасного каналу з віссю прямолінійної ділянки трубопроводу утворюють прямий кут, та відстань від відводу байпасного каналу до його виходу у середньому дорівнює половини хвилі можливого гідравлічного удару. Недоліком даного пристрою є значні габарити обумовлені, в першу чергу, значною довжиною байпасного каналу яка повинна бути, при наймі, не меншою за половину хвилі можливого гідроудару. (За розрахунками встановлено, що для трубопроводу довжиною 10 м у якому тече вода при гідравлічному ударі довжина хвилі можливого гідравлічного удару становить приблизно 40 м.) При довжині байпасного каналу меншою за половину хвилі можливого гідравлічного удару, внаслідок інтерференції хвиль, в місці сполучення байпасного каналу з прямолінійною ділянкою труби відбувається підсилення їх амплітуди (підвищення тиску) [7]. Крім того трубопровід містить ділянку діаметр якої, при наймі, у два рази більший за діаметр прямолінійної труби. Значні габаритні розміри даного пристрою не дозволяють його застосовувати у технологічному устаткуванні де простір між окремими агрегатами обмежений. Цей пристрій не може автоматично підстроюватися до змінних параметрів можливого гідравлічного удару. В доступній нам науково-технічній літературі не виявлено високоефективного пристрою для гасіння гідравлічних ударів в трубопроводі, не встановлено технічний рівень таких пристроїв. Таким чином, розробка такого пристрою та встановлення його технічного рівня є актуальною науково-технічною задачею.

Формулювання цілей статті. Розробка досконалого пристрою гасіння гідравлічних ударів, встановлення його технічного рівня.

Новий пристрій гасіння гідравлічних ударів. З аналізу літературних джерел нами встановлено, що перспективний засіб гасіння гідравлічних ударів повинен бути активним, прямої дії з транспортуванням рідини без її скиду, та застосуванням зворотного клапана та елементів збудованих з використанням гідроаеродинамічних ефектів і які не містять рухомих частин. Нами розроблено новий пристрій гасіння гідравлічних ударів, рис. 1, особливістю якого є використання ефекту інтерференції хвиль [10].

Відміною особливістю розробленого пристрою є те, що за рахунок встановлення зворотного клапана у байпасному каналі на відстані рівній 2...5 його діаметра від його входу і який пропускає рідину від входу байпасного каналу до його виходу значно зменшуються габарити пристрою та забезпечується довжина байпасного каналу рівна половині хвилі можливого гідравлічного удару. Виконання кута α між віссю труби постійного діаметра і віссю байпасного каналу у місці входу $10...30^\circ$, а β в місці виходу $83...86^\circ$ дозволяє підвищити ефективність передачі сигналу (підвищення тиску) обумовленого можливим гідравлічним ударом. А виконання у зворотному клапані встановленому у байпасному каналі пружини зі змінної жорсткістю дозволяє автоматично підстроюватися до параметрів можливого гідравлічного удару. Розроблений гаситель може бути вбудований у широку гаму промислового технологічного обладнання без його перероблення.

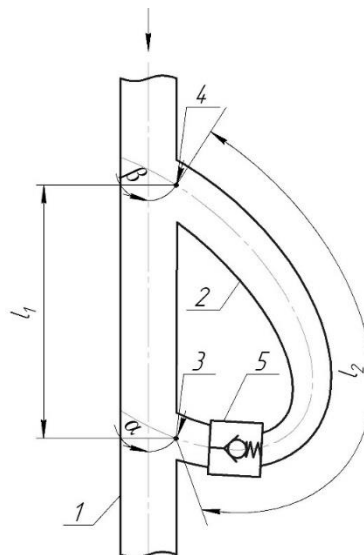


Рис. 1. Пристрій гасіння гідравлічних ударів: 1 – прямолінійна ділянка труби постійного діаметра; 2 – байпасний канал постійного діаметра; 3, 4 – вхід і вихід байпасного каналу; 5 – зворотний клапан

Робота. У звичайному режимі рідина від будь-якого джерела живлення, наприклад насоса, на рис. 1 не показаний, надходить по

трубопроводу 1 з його входу на вихід до споживача. При виникненні гідравлічного удару наприклад, миттєвого закриття засувки у споживача, ударна хвиля зі швидкістю яка практично дорівнює швидкості розповсюдження звуку у рідині буде розповсюджуватися у бік входу 3 байпасного каналу 2. У мить підходу хвилі гідравлічного удару до входу 3 байпасного каналу 2 та зворотного клапана 5 цей клапан почне відкриватися під дією підвищеного тиску, обумовленого ударною хвилею, і рідина почне рухатися по байпасному каналі 2 з його входу 3 до виходу 4. При цьому внаслідок збільшення площі поперечного перетину на відтинку труби постійного діаметра 1 між входом 3 байпасного каналу 2 та його виходом 4 – l_1 підвищення тиску гідравлічного удару дещо зменшиться. Величина еквівалентної довжини байпасного каналу – $l_{\text{еф}}$ залежить від ступеня відкриття зворотного клапана 5. Використання у зворотному клапані 5 пружини змінної жорсткості дозволить автоматично підстроюватися до параметрів можливого гідравлічного удару. При досягненні хвилі гідравлічного удару виходу 4 байпасного каналу 2 відбувається інтерференція хвиль внаслідок чого гаситься гідравлічний удар і тиск у трубопроводі постійного діаметра 1 зменшується.

Встановлення технічного рівня розробленого пристрою для гасіння гідравлічних ударів проводили шляхом його порівняння з відомим [9] за запропонованим нами критерієм [11]

$$K = \frac{l k_{P/w} \eta \tilde{P}(t) k_{\text{ext}} k_{\Gamma} K_{\text{пр}}}{g C_v L_{\Gamma} k_w D_f \bar{L}_{m \text{ дБА}}}, \quad (1)$$

де l – характерний розмір, діаметр умовного проходу; $k_{P/w}$ – коефіцієнт енергоємності

$$k_{P/w} = \frac{P_M}{W}; \quad (2)$$

де P – потужність на виході гідравлічного пристрою; W – об'єм який займає, гідравлічний пристрій;

η – ККД гідравлічного пристрою; $\tilde{P}(t)$ – імовірність безвідмовної роботи; k_{ext} – критерій надмірного перевантаження

$$k_{\text{ext}} = \frac{P_{\text{max}}}{[n_{\sigma}] p_H}, \quad (3)$$

де P_{max} і p_H – відповідно максимальний і номінальний тиски; $[n_{\sigma}]$ – коефіцієнт запасу міцності;

C_v – швидкісний показник який для гасителів гідравлічного удару дорівнює швидкості звуку в робочій рідині – 1425 м/с; L_{Γ} – характеристичний габаритний розмір гідравлічного пристрою

$$L_T = \sqrt{D_{\text{гп}} L_{\text{гп}}}, \quad (4)$$

де $D_{\text{гп}}$ і $L_{\text{гп}}$ – відповідно діаметр і довжина гідравлічного пристрою;

k_w – коефіцієнт компактності

$$k_w = \frac{m}{w}, \text{ кг/м}^3, \quad (5)$$

де m – маса гідро пристрою; w – об'єм який займає гідравлічний пристрій;

D_f – добротність гідравлічного пристрою

$$D_f = \frac{2 \pi f_0 E}{P_{\text{роз}}}, \quad (6)$$

де f_0 – резонансна частота коливань гідравлічного пристрою; E і $P_{\text{роз}}$ – відповідно енергія яка запасена коливальною системою і потужність яка розсіюється;

$\bar{L}_{m \text{ дБА}}$ – відносний рівень шуму гідравлічного пристрою

$$\bar{L}_{m \text{ дБА}} = \frac{L_{m \text{ дБА}}}{L_{m0 \text{ дБА}}}, \quad (7)$$

де $L_{m \text{ дБА}}$ і $L_{m0 \text{ дБА}}$ – відповідно рівень шуму при роботі гідравлічного пристрою і базовий рівень шуму, рівень шуму у конструкторському бюро [12].

Коефіцієнт готовності

$$k_T = \frac{T_0}{T_0 + T_B}, \quad (8)$$

де T_0 і T_B – відповідно середнє напрацювання на відмову і середній час відновлення, год.

$K_{\text{пр}}$ – показник уніфікації,

$$K_{\text{пр}} = \frac{P_d - P_{d0}}{P_d} \cdot 100, \quad (9)$$

де P_d – загальна кількість деталей, шт.; P_{d0} – кількість оригінальних деталей, шт.

Чим більше значення комплексного універсального критерію, тим вище технічний рівень гідравлічного пристрою. Зазначимо, що якщо будь-який коефіцієнт який входить до формули (1) не вдається визначити замість нього підставляють для аналога та виробу, що проектується, одиницю, а перед універсальним комплексним критерієм ефективності ставлять коефіцієнт розмірності.

Розраховували критерій оцінки технічного рівня за формулою (1) для розробленого гасителя [10] і гасителя виконаного відповідно [9]. Приймали, що тиск у гідросистемі становить 20 МПа, середня витрата $Q_{\text{сер}}$ 100 л/хв., а діаметр умовного проходу гасителів D_y – 10 мм. Розрахунки зводимо до табл. 1.

Розрахунки за критерієм (1) показали, що для розробленого гасителя він на 26,9 % більший ніж для існуючих, а отже його технічний рівень вище.

Таблиця 1. – Оціночні показники технічного рівня пристроїв для гасіння гідравлічних ударів

Параметр, розмірність	Пристрій для гасіння гідравлічних ударів	
	Виконаний згідно [9]	Виконаний згідно [10]
$l, м \cdot 10^3$	10	10
$k_{p/w}, вт/кг$	2056,26	3236,12
η	1	1
$\tilde{P}(t)$	1	1
k_{ext}	0,66	0,66
$L_r, м$	20	14,4
$k_w, кг/м$	2486,2	2959,77
$\bar{L}_{m \text{ дБА}}$	1	1
k_r	0,99	0,99
$K_{пр}$	100	75
$K \cdot 10^6$	1,9	2,6

Висновки.

Проведений порівняльний аналіз конструктивних рішень пристроїв для гасіння гідравлічних ударів. Встановлено, що перспективний пристрій гасіння гідравлічних ударів повинен бути активним, прямої дії з транспортуванням рідини без її скиду та з використанням гідро- аеродинамічних ефектів елементів які не містять рухомих частин. Описано розроблений такий пристрій гасіння гідравлічних ударів збудований на принципі інтерференції хвиль. За допомогою комплексного універсального критерію оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв встановлено його технічний рівень. Доведено, що він у розробленого пристрою гасіння гідравлічних ударів вищий, ніж у найближчого аналога. Запропонований комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв, розроблена методика його розрахунку може бути

використані для оцінки технічного рівня будь-яких пристроїв для гасіння гідравлічних ударів на стадії їх проектування.

Література:

1. *Кривченко Г.И.* Гидравлический удар в простом трубопроводе / *Г. И. Кривченко, Н. Н. Аршеневский.* – М.: Энергия. – 1975. – 365с.

2. *Попов Д. Н.* Нестационарные гидромеханические процессы. / *Д.Н. Попов.* – М.: Машиностроение . – 1982. – 239с.

3. *Приходько О.А.* Технічна аерогідромеханіка : навч. посіб. / *О.А. Приходько, Д.О. Сьомін.* – Луганськ: СНУ ім.В.Даля,2002. – 170с.

4. *Андренко П.М.* Перспективні засоби захисту гідравлічних мереж та систем від гідравлічних ударів / *П.М. Андренко, К.О. Кулініч, В.В. Ендеко* // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця 3–6 жовтня 2017 р. : матер. конфер. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017. – С. 58.

5. *Сьомін Д.О.* Вихрові виконавчі пристрої : монографія : в 2 ч. Ч. 1. Однорідні робочі середовища / *Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, Я.І. Мальцев, С.В. Войцеховський, А.С. Роговий, Д.В. Дмитрієнко, М.О. Мальцева.* Східноукр. нац. ун-т ім. В.Даля. – Луганськ, 2009. – 283 с.

6. *Кононенко А.П.* Выбор основных параметров вихревого диода для предотвращения гидравлических ударов в вертикальных трубопроводах / *А.П. Кононенко., В.П. Овсянников, М.В. Оверко* // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Математическое моделирование в технике и технологиях. – 2015. – №6(1115). –С.40-49.

7. *Андренко П.Н.* Интерференция волн давления в объемных гидроагрегатах / *П.Н. Андренко, А.Л. Григорьев, З.Я. Лурье, А.Н. Склярский.* // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 6/5 (36). – С. 35 – 47.

8. Пат. 2134834 Росія, МПК F16L 55/045. Устройство для защиты от гидравлических ударов / *Седых Н.А., Дудко В.В.;* // заявитель и патентодержатель Военный инженерно-технический университет; заявл. 26. 05. 1999; опубл. 20.08.1999. Бюл. № 25.

9. Пат. 2403489 Росія, F16L 55/045. Устройство гашения гидроударов / *Ахмедшин Р.С., Арсланов И.М., Харчук С.И.;* // заявитель и патентодержатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Камская государственная инженерно-техническая академия»; заявл. 14. 04. 2009; опубл. 10.11.2010. Бюл. № 31.

10. Пат. 116104 Україна, F16L 55/04. Пристрій гасіння гідравлічних ударів в трубопроводі. / *Єфімов О.В., Андренко П.М., Кулініч К.О., Лебедєв А.Ю.;* // заявник і патентовласник *Єфімов О.В., Андренко П.М., Кулініч К.О., Лебедєв А.Ю.;* заявл. 08.11.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. №9.

11. Андренко П.Н. Комплексний універсальний критерій оцінки технічного рівня гідравлічних машин, гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв // Андренко П.Н., Лебедєв А.Ю. / Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця ВНАУ, 2017. – №3(57). – С. 3–12.

12. ГОСТ 12.1.003-83. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности. [Введен 01.07.84] – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 13 с.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ГАШЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ УДАРОВ ВЫСОКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

Андренко П. Н., Свиначенко М. С.

Аннотация – в статье сформулированы требования к перспективному устройству гашения гидравлических ударов в трубопроводах. Доказано, что он должен быть активным, прямого действия с транспортированием жидкости без ее сброса, и использованием обратного клапана и элементов построенных на гидро- аэродинамических эффектах. Проведенный анализ существующих конструктивных решений таких устройств. Описаны конструкция и работа разработанного устройства гашения гидравлических ударов в трубопроводах построенного по принципу интерференции гидравлических волн. Отличительной особенностью, которого является то, что за счет установки обратного клапана в байпасном канале на расстоянии равном 2...5 его диаметра от его входа значительно уменьшаются габариты устройства и обеспечивается длина байпасного канала равная половине волны возможного гидравлического удара. Выполнение угла между осью трубы постоянного диаметра и осью байпасного канала в месте входа составляет 10...30°, а в месте выхода 83...86°. Выполнение в обратном клапане пружины с переменной жесткостью позволяет автоматически подстраиваться к параметрам возможного гидравлического удара.

Описаны комплексный универсальный критерий оценки технического уровня гидравлических машин, гидроагрегатов и гидравлических устройств. Для разработанного гасителя гидравлических ударов и его ближайшего аналога, которые имеют одинаковые диаметры условного прохода и установленные в гидравлических системах с одинаковыми рабочими параметрами рассчитаны оценочные показатели технического уровня. Доказано, что комплексный универсальный критерий оценки технического уровня у разработанного гасителя выше, чем у ближайшего аналога.

Ключевые слова – гидравлический удар, технический уровень, труба, байпасный канал, обратный клапан, волна гидравлического удара, пружина.

DEVICE FOR SMASHING HYDRAULIC HITS OF HIGH TECHNICAL LEVEL

Andrenko P. M., Svinarenko M. S.

Summary

The article formulates the requirements for a promising device for absorbing hydraulic shocks in pipelines. It has been proved that it must be active, of direct action with the transportation of liquid without its discharge, and using a non-return valve and elements based on hydro-aerodynamic effects. The analysis of existing design solutions of such devices. The design and operation of the developed device for absorbing hydraulic shocks in pipelines built on the principle of interference of hydraulic waves are described. A distinctive feature of which is that due to the installation of a non-return valve in the bypass channel at a distance equal to 2...5 of its diameter from its inlet, the dimensions of the device are significantly reduced and the bypass channel is equal to half the wavelength of a possible hydraulic shock. The angle between the axis of the pipe of constant diameter and the axis of the bypass channel at the entry point is 10...30°, and at the exit point 83...86°. The implementation of a spring with a variable stiffness in the check valve allows you to automatically adjust to the parameters of a possible water hammer.

A comprehensive universal criterion for assessing the technical level of hydraulic machines, hydraulic units and hydraulic devices is described. Analytical dependences for calculating its components are given. For the developed shock absorber and its closest analogue, which have the same diameters and are installed in hydraulic systems with the same operating parameters, estimated technical level indicators are calculated. It is proved that the comprehensive universal criterion for assessing the technical level of the developed damper is higher than that of the closest analogue.

Keywords – water hammer, technical level, pipe, bypass channel, check valve, water hammer wave, spring.

УДК. 631.362.3.004.1

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-59-69

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ У ПНЕВМОСЕПАРАЦІЙНІЙ КАМЕРІ ПНЕВМОРЕШІТНОГО СЕПАРАТОРА

Михайлов Є. В., д.т.н.,

Задосна Н. О., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Рубцов М. О., к.т.н.

Мелітопольський державний педагогічний університет

ім. Б. Хмельницького

Тел. (0619) 42-12-65

Анотація – в роботі представлено теоретичне дослідження залежності максимальної швидкості повітряного потоку у пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора від частоти обертання ротора вентилятора. Насіннєвий ворох соняшнику та зерна, що надходить з бункера комбайну, в більшості випадків має підвищену вологість і містить значну кількість домішок. На початковому етапі очистки найбільш часто поділ складових вороха насіння соняшнику та зернових відбувається з урахуванням його аеродинамічних властивостей та особисто критичних швидкостей вітання. Високопродуктивні машини попереднього очищення зерна, як правило, використовують принцип поділу частинок в повітряному потоці. Незважаючи на широке використання явища руху матеріальних частинок в сучасних зерноочисних машинах, пов'язаних з сепарацією складових зернового вороху, кількісні закономірності руху тіл з урахуванням опору повітряного середовища і сьогодні потребують досліджень. Нами розроблено пневморешітний сепаратор (ПРС) із замкнутою повітряною системою, в якому шляхом установки пневмосепаруючої і осадової камер зі складною геометричною поверхнею, з'єднаних всмоктуючим каналом з діаметральним вентилятором, створено замкнуту повітряну систему. Це забезпечує поліпшення процесу виділення легких домішок, зменшення енергоємності пневмосепарації і забрудненості довкілля. Метою досліджень є підвищення ефективності попередньої очистки сільськогосподарських культур за рахунок теоретичного обґрунтування швидкості повітряного потоку у пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора. На підставі результатів розрахунків представлені графічні залежності

максимальної швидкості повітряного потоку в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентилятора, отримані експериментально та теоретичним шляхом. Новизна полягає в тому, що вперше отримані залежності максимальної швидкості повітряного потоку в пневмосепараційній камері ПРС від частоти обертання ротора вентилятора на підставі теоретичного та експериментального аналізів. Ці залежності дозволяють робити розрахунки в будь-яких проміжних точках визначеного діапазону розглядуваного процесу.

Ключові слова – пневмосепараційна камера, частота обертання ротора вентилятора, швидкість повітряного потоку.

Постановка проблеми. Насінневий ворох соняшнику та зерна, що надходить з бункера комбайну, в більшості випадків має підвищену вологість і містить значну кількість домішок [1, 2]. Здавати таке насіння на приймальні пункти або олійні заводи недоцільно, що вимагає їх обов'язкового попереднього очищення, сушки, так як в іншому випадку це призводить до самозігрівання, псування, розвитку шкідників і хвороб, підвищення кислотності, на усунення чого потрібні значні витрати [3].

На початковому етапі очистки найбільш часто поділ складових вороха насіння соняшнику та зернових відбувається з урахуванням його аеродинамічних властивостей та особисто критичних швидкостей вітання. Високопродуктивні машини попереднього очищення зерна, як правило, використовують принцип поділу частинок в повітряному потоці [4, 5, 6]. Незважаючи на широке використання явища руху матеріальних частинок в сучасних зерноочисних машинах, пов'язаних з сепарацією складових зернового вороху, кількісні закономірності руху тіл з урахуванням опору повітряного середовища і сьогодні потребують досліджень [7, 8, 9].

Аналіз останніх досліджень. Нами розроблено пневморешітний сепаратор (ПРС) із замкнутою повітряною системою, в якому шляхом установки пневмосепаруючої і осадової камер зі складною геометричною поверхнею, з'єднаних всмоктуючим каналом з діаметральним вентилятором, створено замкнуту повітряну систему. Це забезпечує поліпшення процесу виділення легких домішок, зменшення енергоємності пневмосепарації і забрудненості доквілля [6].

Для встановлення та визначення параметрів і режимів роботи ПРС обґрунтовано його технологічна схема (Рис.1).

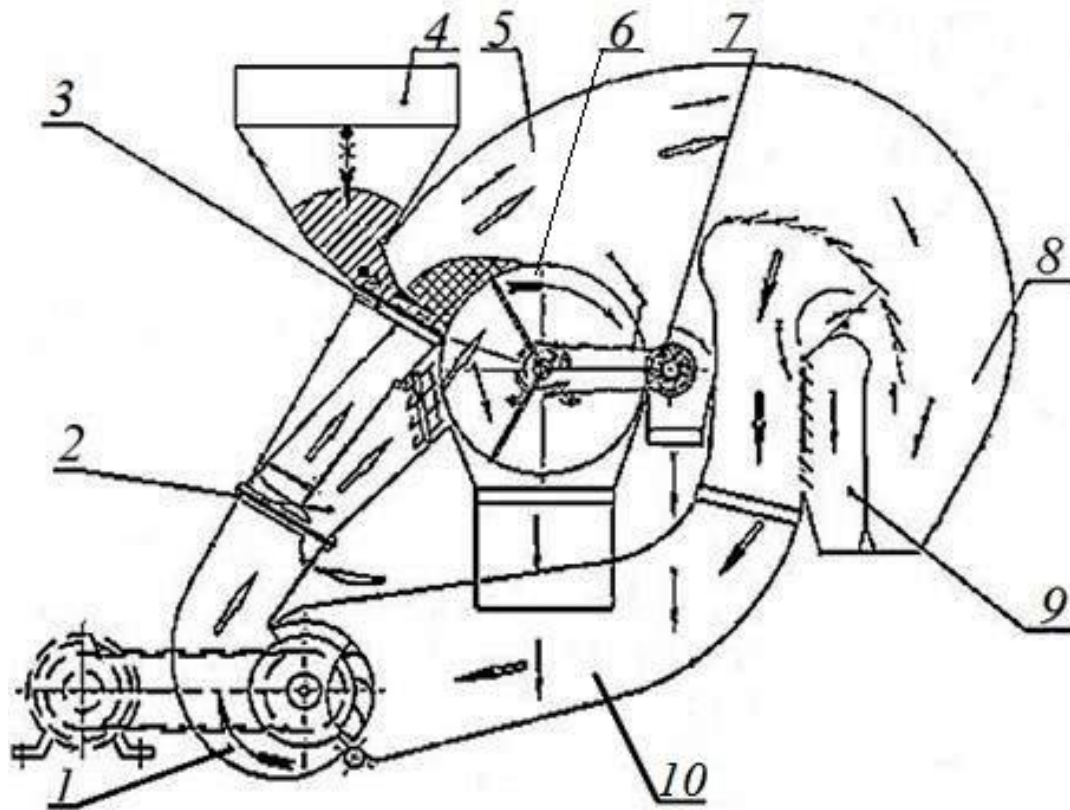


Рис. 1. Схема технологічна ПРС із замкненою повітряною системою 1 – вентилятор діаметральний; 2 – жалюзійний повітрярозподільник; 3 – лоток-інтенсифікатор; 4 – бункер; 5 – пневмосепараційна камера; 6 – решето циліндричне; 7 – очищувач щітковий; 8 – осадова камера 1-го ступеня очищення; 9 – осадова камера 2-го ступеня очищення; 10 – всмоктувальний канал вентилятора.

Попередні дослідження аналога пневморешітного сепаратора у виробничих умовах визначили необхідність вирішення наукової задачі – удосконалення параметрів та режимів роботи повітрярозподільника пневморешітного сепаратора.

Мета дослідження. Підвищення ефективності попередньої очистки сільськогосподарських культур за рахунок теоретичного обґрунтування швидкості повітряного потоку у пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора.

Основна частина. Для отримання залежності максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора від частоти обертання ротора вентилятора n , яка дозволить робити розрахунки в будь-яких проміжних точках визначеного діапазону розглядуваного процесу теоретичним шляхом використовуємо наступний алгоритм.

Спочатку розглянемо деякі загальні положення для обробки експериментальних даних, які після проведення експерименту отримав дослідник. Ці дані представлені таблицею 1.

Таблиця 1 – Дані з деякими залежностями змінних

x	x_1	x_2	\dots	x_n
y	y_1	y_2	\dots	y_n

За таблицею 1 можна виявити тенденції залежності змінних, але для подальшого їх використання потрібно мати аналітичні вирази цих залежностей.

Розглянемо формули, які найбільш часто використовуються по рекомендаціям [10].

$$\begin{aligned}
 &1) y = ax + b; \quad 2) y = a \cdot x^b; \quad 3) y = a \cdot b^x; \quad 4) y = a + \frac{b}{x}; \\
 &5) y = \frac{1}{ax + b}; \quad 6) y = \frac{x}{ax + b}; \quad 7) y = a \cdot \ln x + b \quad (1)
 \end{aligned}$$

За тими ж дослідженнями [10] найпростіші необхідні умови для наявності емпіричних залежностей можна отримати з таблиці 2.

Цей підхід є грубо орієнтованим, оскільки при встановленні емпіричної залежності не враховуються проміжні дані. Якщо значення $\varphi(x_1, \bar{x}_n) = x_s$ не знаходиться серед даних x_i , то відповідні їй значення можна визначити шляхом лінійної інтерполяції

$$y_s = y_i + \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} (\bar{x}_s - x_i),$$

де x_i і x_{i+1} – проміжні значення, між якими міститься \bar{x}_s ($x_i < \bar{x}_s < x_{i+1}$).

Вибір формули здійснюється за умовою $|y_s - \bar{y}_s| \rightarrow \min$.

Коефіцієнти отриманої формули визначаємо за методом найменших квадратів.

Залежність максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентилятора n , наведені в таблиці 3.

Таблиця 2 – Найпростіші необхідні умови для отримання емпіричних залежностей

№	\bar{x}_s	\bar{y}_s	Вид емпіричної формули	Спосіб вирівнювання
1	$\frac{x_1 + x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\frac{y_1 + y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = ax + b$	–
2	$\sqrt{x_1 x_n}$ (середнє геометричне)	$\sqrt{y_1 y_n}$ (середнє геометричне)	$y = ax^b$	$Y = \alpha + bX$, де $X = \lg x$, $Y = \lg y$, $\alpha = \lg a$
3	$\frac{x_1 + x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\sqrt{y_1 y_n}$ (середнє геометричне)	$y = ab^x$ або $y = ae^{\beta x}$, де $\beta = \ln b$	$Y = \alpha + \beta x$, де $Y = \lg y$, $\alpha = \lg a$, $\beta = \lg b$
4	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n}$ (середнє гармонічне)	$\frac{y_1 + y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = a + \frac{b}{x}$	$Y = ax + b$, де $Y = xy$
5	$\frac{x_1 + x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n}$ (середнє гармонічне)	$y = \frac{1}{ax + b}$	$Y = ax + b$, де $Y = \frac{1}{y}$
6	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n}$ (середнє гармонічне)	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n}$ (середнє гармонічне)	$y = \frac{x}{ax + b}$	$Y = ax + b$, де $Y = \frac{x}{y}$
7	$\sqrt{x_1 x_n}$ (середнє геометричне)	$\frac{y_1 + y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = a \cdot \ln x + b$	$Y = aX + b$, де $X = \lg x$

Таблиця 3 – Залежність максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентиляторів n

№ п/п	1	2	3	4	5
n , об.хв ⁻¹	300	400	500	600	700
V , м/с	2,4	2,95	3,81	4,61	5,77

Встановимо емпіричні залежності отриманих експериментальних даних, проаналізуємо їх.

Для встановлення емпіричної залежності будемо використовувати розрахункову таблицю 4.

Таблиця 4 – Розрахункова таблиця необхідних умов для отримання емпіричних залежностей

№	\bar{x}_s	\bar{y}_s	y_s	$ y_s - \bar{y}_s $	Вид формули
1	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,81	0,28	$y = ax + b$ – мало підходить
2	$\sqrt{x_1 x_n} = 458,26$	$\sqrt{y_1 y_n} = 3,72$	3,45	0,27	$y = ax^b$ мало підходить
3	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\sqrt{y_1 y_n} = 3,72$	3,81	0,09	$y = ab^x$ – підходить краще інших формул
4	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n} = 420$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,17	0,92	$y = a + \frac{b}{x}$ – не підходить
5	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n} = 3,39$	3,81	0,42	$y = \frac{1}{ax + b}$ – не підходить
6	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n} = 420$	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n} = 3,39$	3,12	0,27	$y = \frac{x}{ax + b}$ – мало підходить
7	$\sqrt{x_1 x_n} = 458,26$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,48	0,61	$y = a \cdot \ln x + b$ – не підходить

Отже, емпіричною формулою залежності коефіцієнта максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній

камері від частоти обертання ротора вентилятора n є $y = a \cdot b^x$. Коефіцієнти a і b отримаємо за методом найменших квадратів.

$$y = a \cdot b^x; \ln y = \ln(a \cdot b^x); \ln y = \ln a + x \ln b. \quad (2)$$

Позначаючи $Y = \ln y$, $B = \ln b$; $X = x$; $A = \ln a$ матимемо рівняння $Y = A + BX$.

Потрібно мінімізувати отриману функцію

$$S(A, B) = (Y_i - A - BX_i)^2 \rightarrow \min. \quad (3)$$

Для цього потрібно розв'язати систему

$$\begin{cases} A \sum n + B \sum X_i = \sum Y_i, \\ A \sum X_i + B \sum X_i^2 = \sum X_i Y_i. \end{cases} \quad (4)$$

Складемо розрахункову таблицю 5

Таблиця 5 – Розрахункова таблиця

	№	$X_i = x_i$	$Y_i = \ln y_i$	X_i^2	$X_i Y_i$
	1	300	0,875	90000	262,5
	1	400	1,082	160000	432,8
	1	500	1,338	250000	669,0
	1	600	1,528	360000	916,8
	1	700	1,753	490000	1227,1
Σ	5	2500	6,576	1350000	3508,2

Тепер з системи (4) після підстановки даних з таблиці 5, матимемо:

$$\begin{cases} 5A + 2500B = 6,576; \\ 2500A + 1350000B = 3508,2. \end{cases} \quad (5)$$

Отримали коефіцієнти $A = 0,2142$, $B = 0,002202$.

Тоді формула матиме вигляд:

$$V = e^{0,2142+0,002202 \cdot n}. \quad (6)$$

Для порівняння зробимо розрахунки за отриманою формулою (6), результати яких приведені у таблиці 6

На підставі результатів розрахунків (таблиця 6) представлені графічні залежності (рис. 2) максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентилятора n , отримані експериментально та теоретичним шляхом.

Таблиця 6 – Результати розрахунків для визначення залежності максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентилятора n

n	300	400	500	600	700
$V_{\text{експ.}}$	2,4	2,95	3,81	4,61	5,77
$V_{\text{розн.}}$	2,4	2,98	3,73	4,64	5,79
$\delta, \%$	0	3	8	3	2

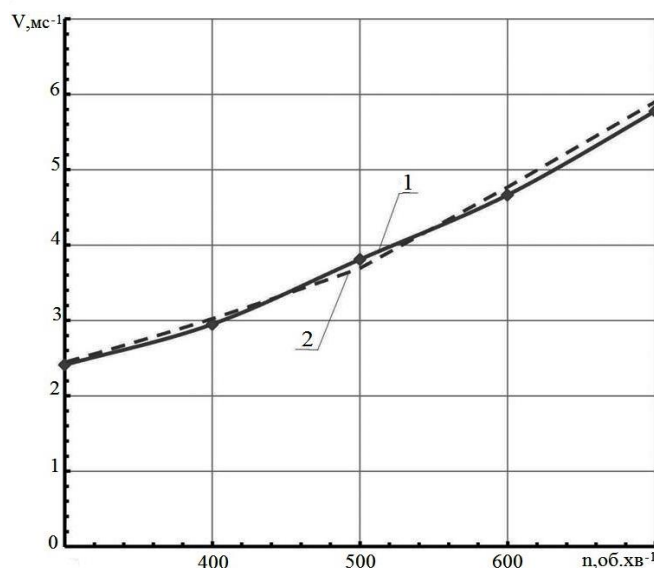


Рис. 2. Залежності максимальної швидкості повітряного потоку V в пневмосепараційній камері від частоти обертання ротора вентилятора n : 1 – отримано експериментально, 2 – отримано теоретично

Висновок.

Підвищення ефективності попередньої очистки сільськогосподарських культур можливо за рахунок теоретичного обґрунтування швидкості повітряного потоку у пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора. Новизна полягає в тому, що вперше отримані залежності максимальної швидкості повітряного потоку в пневмосепараційній камері ПРС від частоти обертання ротора вентилятора на підставі теоретичного та експериментального аналізів. Ці залежності дозволяють робити розрахунки в будь-яких проміжних точках визначеного діапазону розглядуваного процесу.

Література:

1. Буряков, Ю.П. Индустриальная технология подсолнечника/ Ю.П. Буряков. М.: Высшая школа, 1983. – 192 с.
2. Нікітчин Д. І. Соняшник / Д.І. Нікітчин // - К. : Урожай, 1993. – 192 с.

3. Михайлов Е.В. Свойства семян подсолнечника и показатели качества масличного сырья, поступающего на Мелитопольский маслоэкстракционный завод./ Е.В. Михайлов, Н.А.Задосная.// Праці таврійського державного агротехнологічного університету. Вип.13.т.3. : – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – С. 118 – 123.

4. Михайлов Є.В. Аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в пневмосистемі машини попереднього очищення зерна /Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, М.П. Кольцов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь, 2010. -Вип. 11, т. 1. – С.242 – 250.

5. Михайлов Є.В. Аналіз пневматичних систем зерноочисних машин та удосконалення їх класифікації / Є.В. Михайлов, Білокопитов О.О., Задосна Н.О., Д.В. Сердюк // Праці таврійського державного агротехнологічного університету. Вип.12.т.5.: – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – С. 50 – 61.

6. Пат. № 61469 U Україна, МПКВ07В1/28. Решітний сепаратор /Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, В.С. Дудка, А.В. Перетяцько; Заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет. заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 4 с.

7. Білокопитов О.О, Аналіз результатів визначення критичної швидкості та коефіцієнту парусності складових зернового вороху/ О.О Білокопитов, Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь, 2012.– Вип. 2, т. 5. - с.- 198-207.

8. Пат. РФ № 2303494 МПК В07В4/02 А01F 12/44 Замкнуто-разомкнутая пневмосистема зерноочистительной машины / А.И. Бурков, О.П. Рошин, Н.Л. Коньшев (РФ) Заявка 2006107859/03 от 2006.03.13

9. Михайлов Є.В. Теоретичний аналіз процесу псевдозрідження зернового вороху / Є.В.Михайлов, Н.О. Задосна, О.О. Афанасьєв// Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь. – 2019. – Вип. 19, т. 3 . С. 29-36.

10. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. М., Физматгиз, 1963 г., – 400 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ПНЕВМОСЕПАРАЦИОННОЙ КАМЕРЕ ПНЕВМОРЕШЁТНОГО СЕПАРАТОРА

Е. В. Михайлов, Н. А. Задосная, Н. А. Рубцов

Аннотация - в работе представлено теоретическое исследование зависимости максимальной скорости воздушного

потока в пневмосепарационной камере пневморешётного сепаратора от частоты вращения ротора вентилятора. Семенной ворох подсолнечника и зерна, поступающего из бункера комбайна, в большинстве случаев имеет повышенную влажность и содержит значительное количество примесей. На начальном этапе очистки наиболее часто разделение составляющих вороха семян подсолнечника и зерновых происходит с учетом его аэродинамических свойств и критических скоростей витания. Несмотря на широкое использование явления движения материальных частиц в современных зерноочистительных машинах, связанных с сепарацией составляющих зернового вороха, количественные закономерности движения тел с учетом сопротивления воздушной среды и сегодня нуждаются исследований. Мы разработали пневморешётный сепаратор с замкнутой воздушной системой, в котором путем установки пневмосепарирующей и осадочной камеры, со сложной геометрической поверхностью, соединенные всасывающим каналом с диаметральным вентилятором, создана замкнутая воздушная система. Это обеспечивает улучшение процесса выделения легких примесей, уменьшение энергоемкости пневмосепарации и загрязнения окружающей среды. Целью исследования является повышение эффективности предварительной очистки сельскохозяйственных культур за счет теоретического обоснования скорости воздушного потока в пневмосепарационной камере пневморешётного сепаратора. На основании результатов расчетов представлены графические зависимости максимальной скорости воздушного потока в пневмосепарационной камере от частоты вращения ротора вентилятора, полученные экспериментально и теоретическим путем. Новизна заключается в том, что впервые получены зависимости максимальной скорости воздушного потока в пневмосепарационной камере пневморешётного сепаратора от частоты вращения ротора вентилятора на основании теоретического и экспериментального анализа. Эти зависимости позволяют производить расчеты в любых промежуточных точках определенного диапазона рассматриваемого процесса.

Ключевые слова - пневмосепарационная камера, частота вращения ротора вентилятора, скорость воздушного потока.

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF AIR FLOW SPEED IN AN AIR-SEPARATION CAMERA OF AN AIR-NOISE SEPARATOR

E. Mikhailov, N. Zadosnaya, N. Rubtsov

Summary

The paper presents a theoretical study of the dependence of the maximum air flow rate in the pneumatic separation chamber of the pneumatic sieve separator on the fan rotor speed. The heap of sunflower and grain coming from the bunker of the harvester, in most cases, has high humidity and contains a significant amount of impurities. At the initial stage of cleaning, the separation of the components of a heap of sunflower seeds and grain most often occurs taking into account its aerodynamic properties and critical speeds of soaring. Despite the widespread use of the phenomenon of movement of material particles in modern grain cleaning machines associated with the separation of the components of the grain heap, the quantitative laws of the movement of bodies taking into account the resistance of the air environment still need research. We have developed a pneumatic sieve separator with a closed air system, in which a closed air system is created by installing a pneumatic separating and sedimentary chamber with a complex geometric surface, connected by a suction channel to a diametrical fan. This provides an improvement in the process of separation of light impurities, reducing the energy intensity of pneumatic separation and environmental pollution. The aim of the study is to increase the efficiency of pre-treatment of crops due to the theoretical justification of the speed of the air flow in the air separation chamber of the pneumatic sieve separator. Based on the calculation results, graphical dependences of the maximum air flow rate in the pneumatic separation chamber on the frequency of rotation of the fan rotor are obtained, obtained experimentally and theoretically. The novelty lies in the fact that, for the first time, the dependences of the maximum air velocity in the pneumatic separation chamber of the pneumatic sieve separator on the rotor speed of the fan rotor are obtained based on theoretical and experimental analysis. These dependences make it possible to carry out calculations at any intermediate points of a certain range of the process in question.

Keywords - pneumatic separation chamber, fan rotor speed, air flow rate.

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-70-84

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРАМИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ

Панченко А. І., д.т.н.

Волошина А. А., д.т.н.,

Волков С. В., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-04-42

Волошин А. А., інженер

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ імені Дмитра Моторного»

Анотація – Робота присвячена дослідженню впливу конструктивних особливостей витискувальної та розподільної систем на ККД планетарного гідромотора з метою поліпшення ефективності його роботи. Ефективність роботи будь-якої гідравлічної машини оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Тому, комплексні дослідження, що визначають закони руху елементів витискувальної системи, а також подачі робочої рідини в робочі камери гідромотора розподільною системою з метою підвищення його ККД є актуальною на сьогоднішній день задачею.

В результаті проведених досліджень розроблений математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних і об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем на ефективність роботи планетарного гідромотора. Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система, а на об'ємний ККД – розподільна. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь внутрішнього і зовнішнього роторів витискувальної системи, а також ж похибкою форми їх виготовлення, а об'ємні втрати визначаються витокami в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

Ключові слова – планетарний гідромотор, витискувальна система, внутрішній і зовнішній ротори, розподільна система, рухомий і нерухомий розподільники, гідромеханічний ККД, об'ємний ККД, загальний ККД.

Постановка проблеми – Підвищення ефективності використання самохідної техніки вимагає розробки та удосконалення конструкцій мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем, що в свою чергу залежить від наявності середньо- і низькооборотних гідромоторів.

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються в мехатронних системах з гідравлічним приводом, є планетарні гідромашини [1-3], які працюють на високому тиску. Ця якість особливо важлива для самохідної техніки та забезпечує можливість отримання в них великих пускових моментів та роботи на самій низькій частоті обертання при заданій потужності.

Найпоширенішим представником планетарних гідромашин, розробленими та виробленими в СНД є гідромотор серії ГПР-Ф [4, 5]. До його недоліків можна віднести недостатню надійність, обумовлену наявністю витоків по валу (при роботі на високих тисках), передчасного зносу ущільнень валу і, як наслідок, зниження ККД. Одними із шляхів вирішення зазначеної проблеми можуть бути комплексні дослідження, що визначають закони руху елементів витискувальної системи, а також подачі робочої рідини розподільною системою в робочі камери гідромотора шляхом вдосконалення існуючих конструкцій гідромоторів з метою підвищення їх ККД.

Аналіз останніх досліджень – В даний час дуже мало опублікованої літератури по проектуванню та виготовленню орбітальних і планетарних гідромашин [6]. Розглянуто питання проектування роторів героторного насоса. Розроблено математичну модель, що описує зміну навантажень в зубчастій системі [7]. Розглянуто сили, що діють в зубчастому зачепленні героторного насоса. Запропоновано моделі, що враховують компресійний стан робочої рідини. Розроблено рекомендації для проектування героторних насосів [8]. Наведено методику проектування і виготовлення роторів героторних машин. Запропоновано технологічний процес виготовлення роторів. Проведено експериментальні дослідження [9]. Питання проектування орбітальних і планетарних гідромоторів залишаються відкритими.

Багато уваги приділено розробці математичних моделей процесів, що відбуваються в орбітальних гідромоторах [10, 11]. Запропоновано універсальну модель мехатронної системи з орбітальним гідромотором [12]. Розроблено математичні моделі систем з гідромашинами планетарного типу [13, 14], обґрунтовані способи розподілу робочої рідини [15] та кінематичні схеми розподільних систем [16, 17], досліджено вплив конструктивних особливостей розподільних [18, 19] та витискувальних [20, 21] систем на вихідні характеристики планетарних гідромашин. Не розглянуто питання, пов'язані з

визначенням втрат в гідромашинах планетарного типу.

Виконано аналіз схеми гібридного насоса та виявлено основні параметри, що впливають на робочий процес та ККД [22]. Представлені розрахункові енергетичні характеристики, що виражають залежність подачі та ККД від напору.

Для гідромоторів різних конструкцій та робочих об'ємів отримані значення співвідношень механічних втрат на тертя до сумарних втрат моменту [23, 24]. Отримані результати дозволяють уточнити частку механічних втрат на тертя в загальному балансі втрат та встановити напрямок подальших робіт по зниженню втрат на тертя, зносу вузлів тертя та підвищення довговічності гідромоторів.

Відомо [22-26], що технічний стан будь-якої гідравлічної машини характеризується об'ємним та гідромеханічним ККД. Гідромеханічний ККД гідромашини характеризується гідравлічними втратами, викликаними проходженням робочої рідини через канали розподільної системи, та втратами на тертя рухомих елементів витискувальної системи. Так як гідравлічний опір каналів в елементах розподільної системи в процесі експлуатації гідромашини незмінний, то враховують тільки механічні втрати (втрати на тертя), та ККД називають механічним [25, 26]. З огляду на специфіку роботи гідроагрегатів (все елементи, які труться знаходяться в масляній ванні), необхідно відзначити, що робочі елементи гідромашин набагато менше схильні до зносу, ніж робочі елементи механічних систем, тому в процесі роботи гідроагрегату його механічний ККД практично не змінюється, і, отже, не впливає на технічний стан гідромашини в цілому. Об'ємний ККД гідромашини характеризується наявністю зазорів між ущільнювальними елементами та визначає втрати, пов'язані з перетіканням робочої рідини із зони високого тиску в зону низького. Необхідно відзначити [26], що навіть незначна зміна ущільнюючих зазорів (0,05...0,1 мм) викликає різке зменшення об'ємного ККД гідромашини (за рахунок збільшення перетоків).

Аналіз гідродинамічних процесів [27-29], що протікають при роботі високомоментних гідромоторів, показує, що об'ємні, гідравлічні та гідромеханічні втрати в основних вузлах, що роблять істотний вплив на вихідні характеристики, визначаються як загальними, так і різними по своїй фізичній природі параметрами. Крім того, якість проєктованого або модернізованого гідромотора, його вихідні характеристики можна оцінити рядом показників – критеріїв, що відображають різні властивості його елементів, а також їх функціонування. Доцільно, кожен вид втрат в вузлах гідромотора, розглядати як окремий критерій якості, що дозволить при розробці та дослідженні отримати більш повне уявлення, про його можливості.

Формулювання цілей статті – Поліпшення ефективності роботи

гідромашин планетарного типу шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей його витискувальної та розподільної систем на ККД.

Основна частина – Відомо [4, 30], що основні втрати в планетарних гідромашинах пов'язані з перетворенням механічної енергії в енергію потоку робочої рідини, і навпаки. В планетарних гідромашинах є втрати, викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей (внутрішнього і зовнішнього роторів) витискувальної системи – механічні втрати, втрати напору потоків рідини (перепад тиску) – гідравлічні та об'ємні втрати, викликані витоками робочої рідини в розподільній системі. Ефективність роботи будь-якої гідравлічної машини оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Відомо [4, 5, 25, 26], що ККД визначається відношення вихідної $N_{вих}$ (корисної) потужності до вхідної $N_{вх}$ (затраченої) потужності гідромотора. Так як, гідромотор служить для перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну енергію обертального руху, вхідні параметри гідромотора (без урахування втрат в гідроапаратурі і трубопроводах) визначаються вихідними параметрами насоса і представляються витратою $Q_{зм}$ та тиском Δp робочої рідини. Взаємозв'язок вхідних параметрів гідромотора (витрати і тиску) характеризує вхідну $N_{вх}$ (затрачену) потужність гідромотора.

$$N_{вх} = Q_{зм} \cdot \Delta p.$$

Вихідні параметри гідромотора представляються крутним моментом $M_{кр}$ та частотою обертання n вихідного валу. Взаємозв'язок вихідних параметрів гідромотора (крутного моменту та частоти обертання) характеризує вихідну $N_{вих}$ (корисну) потужність гідромотора.

$$N_{вих} = M_{кр} \cdot n.$$

Після підстановки значень, що відповідають вхідній $N_{вх}$ та вихідній $N_{вих}$ потужностям, маємо

$$\eta = \frac{M_{кр} \cdot n}{\Delta p \cdot Q_{зм}}. \quad (1)$$

Також загальний ККД гідромотора можна уявити, як добуток двох його приватних значень – гідромеханічного $\eta_{г.м}$ та об'ємного $\eta_{об}$ [4, 5, 25, 26]

$$\eta = \eta_{г.м} \cdot \eta_{об}. \quad (2)$$

Механічні втрати $\eta_{г.м}$ гідромотора характеризуються крутним моментом $M_{кр}$, робочим об'ємом $V_{зм0}$ та перепадом тиску Δp

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{кр}}{\Delta p \cdot V_{гм0}}, \quad (3)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу планетарного гідромотора, який з урахуванням компенсуючого механізму, виражається залежністю [4, 30]

$$M_{кр} = 2 \left(e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot \frac{\Delta p \cdot b \cdot (z_1 + 1)}{U} \cdot h_i; \quad (4)$$

$V_{гм0}$ – робочий об'єм гідромотора;

e – міжцентрова відстань між зовнішнім і внутрішнім роторами;

δ_T – технологічний зазор між зовнішнім і внутрішнім роторами;

P_ϕ – похибка форми виготовлення поверхонь зовнішнього і внутрішнього роторів. Контроль похибки форми виготовлення роторів здійснювався за методиками, наведеними в роботі [31]. Для модернізованого гідромотора відхилення похибки форми зубчастої поверхні роторів задавалися з урахуванням можливостей технології виготовлення [4];

b – ширина роторів;

z_1 – кількість зубів внутрішнього ротора;

U – передаточне відношення компенсуючого механізму;

h_i – висота зазору між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

Після підстановки в вираз (3) вираз (4) для визначення крутного моменту $M_{кр}$, отримаємо залежність, що описує зміни теоретичних гідромеханічних втрат $\eta_{т.г.м}$ планетарного гідромотора в процесі експлуатації в усьому діапазоні зміни діаметрального зазору δ_T

$$\eta_{т.г.м} = \frac{2 \left(e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{гм0} \cdot U}. \quad (5)$$

Аналіз залежності (5) показує, що зміни теоретичних гідромеханічних втрат аналогічні змінам крутного моменту $M_{кр}$.

Відомо [4, 30], що об'ємний ККД $\eta_{об}$ гідромотора можна виразити відношенням теоретичної витрати $Q_{гм.г} = n \cdot V_{гм0}$ до дійсної $Q_{гм}$

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{гм0}}{Q_{гм}}, \quad (6)$$

де $Q_{гм}$ – витрата робочої рідини, підведеної до витискувальної системи

$$Q_{гм} = Q_{гм.г} + Q_{гм.п}; \quad (7)$$

$Q_{гм.п}$ – перетікання по діаметральному зазору в витискувальній

системі

$$Q_{z.m.n} = \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (8)$$

де μ – коефіцієнт витрати;
 h' – висота щілини (внутрішнього ротора);
 ρ – щільність робочої рідини.

Підставляючи у рівняння (6) вираження (7) і (8) отримаємо залежність для визначення теоретичних об'ємних втрат $\eta_{об}$ при значеннях діаметрального зазору $\delta > \delta_{кр}$

$$\eta_{об} = \frac{n \cdot V_{z.m0}}{n \cdot V_{z.m0} + \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad (9)$$

а при значеннях діаметрального зазору $\delta < \delta_{кр}$ об'ємні втрати визначаються залежністю (6).

Загальний технічний стан планетарного гідромотора в процесі експлуатації (при зносі його внутрішнього і зовнішнього роторів) оцінюється залежностями:

- при $\delta > \delta_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left(e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \left(n \cdot V_{z.m0} + \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \right)}; \quad (10)$$

- при $\delta < \delta_{кр}$

$$\eta = \frac{2 \left(e \pm \frac{(\delta_T \pm P_\phi)}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h \cdot n}{U \cdot \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (11)$$

Залежність (5) для визначення теоретичних гідромеханічних втрат $\eta_{т.г.м}$ справедлива для моделювання втрат в проектуваному гідромоторі, а гідромеханічні втрати $\eta_{г.м}$ в реальному гідромоторі з урахуванням впливу похибки форми P_ϕ внутрішнього і зовнішнього роторів можна визначити, як різницю теоретичних гідромеханічних втрат $\eta_{т.г.м}$ і втрат $\eta_{г.м.n.\phi}$, що залежать від похибки форми:

$$\eta_{г.м} = \eta_{т.г.м} - \eta_{г.м.n.\phi}. \quad (12)$$

При цьому діаметральний зазор δ , представлений сумою значень похибки форми P_ϕ внутрішнього і зовнішнього роторів і технологічного зазору δ_T , тобто $\delta = \delta_T \pm P_\phi$, можна визначити

відношенням втрат, що залежать від похибки форми $\eta_{z.m.n.f}$ до теоретичних гідромеханічних втрат $\eta_{m.z.m}$

$$\delta = \frac{\eta_{z.m.n.f}}{\eta_{m.z.m}}.$$

Звідси втрати $\eta_{z.m.n.f}$, що залежать від похибки форми виготовлення внутрішнього і зовнішнього роторів, дорівнюватимуть

$$\eta_{z.m.n.f} = \delta \cdot \eta_{m.z.m} \quad (13)$$

Підставивши вираження (13) у вираження (12), після перетворень отримаємо реальні гідромеханічні втрати $\eta_{z.m}$ в планетарному гідромоторі

$$\eta_{z.m} = \eta_{m.z.m} \cdot (1 - \delta). \quad (14)$$

Тоді, реальні гідромеханічні втрати планетарного гідромотора дорівнюватимуть

$$\eta_{z.m} = \frac{(1 - \delta) \cdot 2 \cdot \left(e \pm \frac{\delta}{2} \right) \cdot b \cdot (z_1 + 1) \cdot h_i}{V_{z.m0} \cdot \mu \cdot b \cdot h' \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (15)$$

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної системи на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей витискувальної системи (внутрішнього і зовнішнього роторів), а також ж похибкою форми їх виготовлення.

Об'ємний ККД є основним параметром, що характеризує технічний стан гідромотора та залежить від об'ємних втрат. У планетарному гідромоторі об'ємні втрати, в основному, визначаються витоками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників та визначаються відношенням фактичних витрат робочої рідини до теоретичних [4, 30]

$$\eta_{об} = \frac{Q_{z.m.t} - Q_{z.m.y}}{Q_{z.m.t}} = 1 - \frac{Q_{z.m.y}}{Q_{z.m.t}}, \quad (16)$$

де $Q_{зм.т}$ – теоретична витрата робочої рідини в розподільній системі;

$Q_{зм.у}$ – витоки робочої рідини (об'ємні втрати) в торцевому зазорі між рухомим і нерухомим розподільниками.

Теоретична витрата робочої рідини в розподільному блоці визначається виразом [4, 16, 18, 19, 30]:

$$Q_{зм.т} = \mu \cdot \sum_{i=1}^Z \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (17)$$

де Z_2 – кількість вікон нерухомого розподільника;

Δ – зазор між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників;

α_i – поточний кут розташування робочих і розвантажувальних вікон рухомого розподільника;

β_i – поточний кут розташування вікон нагнітання і зливу нерухомого розподільника;

R_1^0 – внутрішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників;

R_2^0 – зовнішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників.

Витоки робочої рідини (об'ємні втрати) в зазорі між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників дорівнюють [4, 30]:

$$Q_{зм.у} = Q_{зм.у_н} + Q_{зм.у_зл}, \quad (18)$$

де $Q_{зм.у_н}$ – витоки робочої рідини в зоні високого тиску (нагнітання)

$$Q_{зм.у_н} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_{н.і} \left[\frac{p'}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.н}^2}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1^0}{R_1'}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right]; \quad (19)$$

$Q_{зм.у_зл}$ – витоки робочої рідини в зоні низького тиску (зливу)

$$Q_{зм.у_зл} = \frac{h''^3}{12\mu'} \sum \varphi_{зл.і} \left[-\frac{p'}{\ln \frac{R_1^0}{R_1'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм.н}^2}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1^0}{R_1'}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right]. \quad (20)$$

де h'' – висота зазору між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників;

μ' – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;

$\varphi_{н.і}$ – кут, який обмежує геометричні параметри розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті в зоні дії тиску нагнітання;

$\varphi_{зл.і}$ – кут, який обмежує геометричні параметри розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників, що знаходяться в перекритті в зоні дії тиску зливу;

p' – тиск робочої рідини в нагнітальній магістралі з урахуванням конструктивних особливостей планетарного гідромотора;

$\omega_{зм}$ – кутова швидкість валу гідромотора;

R'_1 – внутрішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників з урахуванням ущільнюючого паска;

R'_2 – зовнішній радіус розташування розподільних вікон рухомого і нерухомого розподільників з урахуванням ущільнюючого паска.

Підставивши у вираження (18) вираження (19, 20) для визначення витоків в зоні високого $Q_{зм.у_н}$ і низького $Q_{зм.у_зл}$ тиску, отримаємо об'ємні втрати в розподільній системі планетарного гідромотора

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \left[p' \cdot \frac{\sum \varphi_{н.і} \cdot \ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \sum \varphi_{зл.і} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2 \cdot (\sum \varphi_{н.і} + \sum \varphi_{зл.і})}{40} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R'_2}} \right) \right]. \quad (21)$$

Так як сумарний кут, що обмежує дію тиску нагнітання дорівнює куту, що обмежує зону зливу $\sum \varphi_{н.і} = \sum \varphi_{зл.і}$, то залежність (21) прийме вигляд

$$Q_{зм.у} = \frac{h'^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot \left[p'(t) \cdot \frac{\left(\ln \frac{R'_1}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R'_2}} - \right] \quad (22)$$

$$\left. - \frac{3\rho \cdot \omega_{эм}^2}{20} \cdot \left(\frac{(R_1^{02} - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1^0}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^{02})}{\ln \frac{R_2^0}{R_2'}} \right) \right].$$

Позначивши в залежності (22)

$$a = \left(\ln \frac{R_1'}{R_1^0} - \ln \frac{R_2^0}{R_2'} \right) / \left(\ln \frac{R_1'}{R_1^0} \cdot \ln \frac{R_2^0}{R_2'} \right),$$

$$b = (R_1^{02} - R_1'^2) / \ln \frac{R_1'}{R_1^0} + (R_2'^2 - R_2^{02}) / \ln \frac{R_2^0}{R_2'}$$

та підставивши вираження (17) і (22) у вираження (16), отримаємо об'ємний ККД розподільної системи, що характеризує її працездатність

$$\eta_{об} = 1 - \frac{\frac{h'^3}{12\mu'} \cdot \sum \varphi_i \cdot \left(p'(t) \cdot a - \frac{3\rho \cdot \omega_{эм}^2}{20} \cdot b \right)}{\mu \cdot \sum \left[\left(\frac{\pi}{Z_2} - \Delta \right) - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^{02} - R_1^{02})}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}. \quad (21)$$

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей розподільної системи на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на об'ємний ККД надає його розподільна система. Причому, об'ємні втрати викликані витокami в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

Висновки.

В результаті проведених досліджень розроблено математичний апарат та алгоритм розрахунку гідромеханічних і об'ємних втрат в планетарному гідромоторі, що дозволяє визначити вплив конструктивних особливостей витискувальної і розподільної систем на ефективність роботи планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що найбільший вплив на гідромеханічний ККД планетарного гідромотора надає його витискувальна система, а на об'ємний ККД – розподільна система. Причому, гідромеханічні втрати викликані тертям поверхонь взаємодіючих деталей витискувальної системи (внутрішнього і зовнішнього роторів), а також ж похибкою форми їх виготовлення, а об'ємні втрати визначаються витокami в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями рухомого і нерухомого розподільників.

Література:

1. *Панченко А. І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. С. 11-13.

2. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29-36.

3. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А.* Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88-95.

4. *Панченко А. І., Волошина А. А.* Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография // Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

5. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев: УкрНИИИТИ, 1969. – 55 с.

6. *Gamez-Montero P.J., Codina E., Castilla R.* A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines // Energies, 2019. 12. 2423. Doi: 10.3390/en12122423.

7. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. Vol. 14. Is. 4. P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005

8. *Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Chul K., Jung S. Y.* Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump // Journal of Mechanical Design. 2006. Vol. 129. Is. 10. P. 1099-1105. Doi:10.1115/1.2757629.

9. *Furustig J., Almqvist A., Bates C.A., Ennemark P., Larsson R.* A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / Tribology International. 2015. Vol. 90. P. 248–256. Doi: 10.1016/j.triboint.2015.04.033.

10. *Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C.* Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves // Journal of Mechanical Design. 2012. Vol. 134. Is. 1. P. No: 011005-12. Doi: 10.1115/1.4004423.

11. *Ding H., Lu J.X., Jiang B.* A CFD model for orbital gerotor motor // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2012. Vol.15. Is. 6. No: 062006. Doi:10.1088/1755-1315/15/6/062006.

12. *Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А.* Модель гідравлічного приводу мехатронної системи // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59-83. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-58-82.

13. *Панченко А. И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // Промислова гідравліка і пневматика, 2005. № 4 (10). С. 102-112.

14. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // Промислова гідравліка і пневматика, 2014. №1 (43). С. 71-82.

15. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Х.: НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46-52.

16. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30-49. Doi: 10.31388/2078-0877-18-2-29-48.

17. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П.* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 45 (1154). – С.53-59.

18. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33-50.

19. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин // Праці ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68-85. Doi: 10.31388/2078-0877-19-2-68-85.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. № 1 (1044). С. 136-145.

21. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2014. Vol. 16. No 3. P. 179-186.

22. *Спирidonov Е. К., Хабарова Д. Ф.* Принципиальные схемы и характеристики бесклапанных насосов с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2016. Том 18. №1 (2). С. 309-313.

23. Аврунин Г.А., Белый О.И., Кабаненко И.В. и др. Экспериментальные исследования потерь мощности в современных аксиальнопоршневых гидромашинах для мобильной техники // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. №1. С.80-87

24. Аврунин Г.А., Пимонов И.Г., Мороз И.И. Анализ изменения потерь мощности в объемных гидромашинах // *Промислова гідрравліка і пневматика*, 2017. № 3 (57). С. 47-54.

25. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.

26. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы. – М.: Машиностроение. – 1982. – 423с.ил.

27. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. No 38 (11). FE-15-1757. Doi: 10.1115/1.4033675.

28. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. No 137 (4). FE-14-1137. Doi: 10.1115/1.4029274.

29. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research // *Archives of Civil and Mechanical Engineerin*. 2014. Vol. 14. Is. 3. P. 391–397. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008.

30. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко І. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата // *Промислова гідрравліка і пневматика*, 2018. № 1 (59). С. 55-71.

31. Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В. Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин. *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. Вип. 16. Т. 2. С. 3-27.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Панченко А. И., Волошина А. А., Волков С. В., Волошин А. А.

Аннотация – Работа посвящена исследованию влияния конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем на КПД планетарного гидромотора с целью улучшения эффективности его работы. Эффективность работы любой гидравлической машины оценивается коэффициентом полезного действия (КПД). Поэтому, комплексные исследования, определяющие законы движения элементов вытеснительной системы, а также подачи рабочей жидкости в рабочие камеры гидромотора распределительной системой с целью повышения их КПД является актуальной на сегодняшний день задачей.

В результате проведенных исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета гидромеханических и объемных потерь в планетарном гидромоторе, позволяющий определить влияние конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем на эффективность работы планетарного гидромотора.

Проведенными исследованиями установлено, что наибольшее влияние на гидромеханический КПД планетарного гидромотора оказывает его вытеснительная система, а на объемный КПД – распределительная. Причем, гидромеханические потери вызваны трением поверхностей взаимодействующих деталей вытеснительной системы (внутреннего и внешнего роторов), а также же погрешностью формы их изготовления, а объемные потери определяются утечками в распределительной системе через зазор между торцевыми поверхностями подвижного и неподвижного распределителей.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, вытеснительная система, внутренний и внешний роторы, распределительная система, подвижный и неподвижный распределители, гидромеханический КПД, объемный КПД, общий КПД.

INFLUENCE OF THE DESIGN FEATURES OF THE PLANETARY HYDRO MOTOR ON THE EFFICIENCY OF ITS WORK

Panchenko A. I., Voloshina A. A., Volkov S. V., Voloshin A. A.

Summary

The work is devoted to the study of the influence of design features of the displacement and distribution systems on the efficiency of the planetary hydraulic motor in order to improve its efficiency. The performance of any hydraulic machine is evaluated by its efficiency. Therefore, comprehensive studies that determine the laws of motion of the elements of the displacing system, as well as the supply of working fluid to the working chambers of the hydraulic motor by the distribution system in order to increase their efficiency, are an urgent task today.

As a result of the research, a mathematical apparatus and an algorithm for calculating hydromechanical and volumetric losses in a planetary hydraulic motor were developed, which allows one to determine the influence of design features of the displacement and distribution systems on the efficiency of the planetary hydraulic motor. Studies have shown that of the displacing system has the greatest influence on the hydromechanical efficiency of a planetary hydraulic motor, and the distribution system has a volumetric efficiency. Moreover, hydromechanical losses are caused by the friction of the surfaces of the interacting parts of the displacing system (internal and external rotors), as well as the error in the form of their manufacture, and volumetric losses are determined by leaks in the distribution system through the gap between the end surfaces of the movable and fixed distributors.

Keywords - planetary hydraulic motor, displacement system, internal and external rotors, distribution system, movable and stationary distributors, hydromechanical efficiency, volumetric efficiency, overall efficiency.

УДК 621.892

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-85-99

ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ СИСТЕМ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

Журавель Д. П., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Тел. (061) 42-25-85

Анотація - Відмови і простої машин призводять до порушення технологічних процесів виробництва сільськогосподарської продукції, отже, до розтягування термінів робіт і втрати врожаю. Це головна суперечність, яка закладена самою системою технічного обслуговування і використання машин в збігу термінів їх виконання. Механізатори майже половину робочого часу (близько 56%) зайняті проведенням технічного обслуговування і ремонту машин. Завантаження механізатора проведенням технічного обслуговування і ремонту машин не повинна перевищувати 20-25%. Тому доцільно передати спеціалізованим підприємствам частину об'ємів робіт технічного обслуговування та ремонту, так як там завдяки високій спеціалізації і технічній оснащеності якість їх виконання буде вище, ніж в господарстві. Вирішення проблеми підвищення безвідмовності тракторів в умовах, що склалися важливо і актуально і може вирішуватися за рахунок скорочення часу простоїв техніки при технічному обслуговуванні шляхом інтенсифікації їх виконання в ненапружені періоди польових робіт. Однією з причин, що викликають погіршення технічного стану мобільних енергетичних засобів, а отже, і надійності, є знос деталей. Знос деталей функціональних систем безпосередньо залежить від якості паливо-мастильних матеріалів. Важливе місце при оцінці надійності і працездатності мобільних енергетичних засобів належить прогнозуванню ресурсу їх безпечної експлуатації, тобто апріорної оцінці часу досягнення граничного стану або виникнення відмов через вихід із ладу їх критично значущих частин. Коли мова йде про залишковий ресурс, що визначається за результатами діагностики поточного стану найбільш відповідальних вузлів техніки, то підвищити достовірність його прогнозу можна шляхом обліку не тільки отриманих таким способом даних, а й накопичених раніше інших відомостей про безвідмовності,

включаючи результати моделювання та експлуатації найбільш підходящих аналогів, що функціонують в різних умовах. В роботі запропонована і теоретично обґрунтована структура формування технічного сервісу на підприємствах агропромислового комплексу шляхом обґрунтування методики прогнозування технічного стану функціональних систем мобільних енергетичних засобів при експлуатації на біологічних паливо-мастильних матеріалах.

Ключові слова – прогнозування, технічний стан, мобільні енергетичні засоби, функціональні системи, біопально-мастильні матеріали, діагностичні параметри, мобільна сільськогосподарська техніка.

Постановка проблеми. Для прогнозування технічного стану елементів машин найбільш прийнятним є метод В.М. Міхліна і його учнів[1]. Однак потрібен дуже ретельний статистичний аналіз випадкового процесу $z(t)$ для встановлення обґрунтованості ряду припущень, на яких цей метод базується і визначити доцільність його використання. Необхідно досліджувати похибку цього підходу і причини її виникнення.

Бажано побудувати такий метод прогнозування, який при істотному зменшенні похибки можливо було б широко використовувати в умовах реальної експлуатації сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів.

Аналіз останніх досліджень. В результаті аналізу літературних джерел, можна зробити висновки, що найбільш частими методами, що застосовують для прогнозування технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки (МСГТ) є методи прогнозування зміни параметрів стану, які можуть бути розділені на методи прогнозування по середній статистичній зміні параметра технічного стану декількох однотипних виробів і методи прогнозування по реалізації параметра одного конкретного виробу [2, 14].

Прогнозування по середній статистичній зміні параметра застосовується в тому випадку, якщо відсутня інформація про зміну параметра технічного стану вузлів і агрегатів, що діагностуються, в попередній період. При реалізації цього методу використовують функцію середньої зміни параметра, її середнє квадратичне відхилення і середні дані по граничному стану, визначені для групи однотипних агрегатів.

Прогнозування по реалізації зміни параметра враховує індивідуальні зміни параметра агрегату в попередній період, а також характер зміни параметрів сукупності однотипних агрегатів (їх окремих вузлів або сполучень) [14]. Прогнозування по реалізації зміни

параметра застосовується у випадках, коли в процесі експлуатації функціональних систем передбачається регулярний періодичний контроль його діагностичних параметрів.

У більшості випадків процеси описують за допомогою добре розробленої теорії ланцюгів Маркова. Однак, дослідження, які базуються на теорії ланцюгів Маркова спрямовані в основному на підвищення експлуатаційної надійності радіоелектронної апаратури та систем автоматики. Динаміка технічного стану пристроїв цього класу досить адекватно описується Марківською моделлю з дискретною безліччю станів, тому що прирощення процесу зміни їх діагностичних параметрів практично незалежні. Протилежна картина характерна для процесів зношування, які мають тісний кореляційний зв'язок між їх сусідніми перерізами [19]. Тому уявлення процесів зміни ресурсних параметрів механічних систем у вигляді Марківського ланцюга з фізичної точки зору не обґрунтовано.

Формулювання цілей статті. Метою статті є обґрунтування методики прогнозування ресурсу мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації її на біопально-мастильних матеріалах.

Основна частина. Параметром, що визначає технічний стан МСГТ, є зазори у трибоспряженнях вузлів і агрегатів функціональних систем [13]. Стосовно вибору параметрів, зміна яких визначає значну роль в процесі експлуатації, за комплексні параметри, що характеризують технічний стан основних сполучень деталей дизелів і їх ресурс, беруть за основу три основних параметри, а саме ефективну потужність, питому витрату пального та витрату оливи на угар. Справді, ряд інших відомих параметрів, що характеризують технічний стан вузлів і агрегатів дизельного МТА (наприклад, тиск мастила в головній масляній магістралі, тиск газів у картері або прорив газів у картері і ін.), тісно пов'язаний з перерахованими вище. Прорив газів у картері, наприклад, має визначальний вплив на потужність дизеля і питому витрату пального, а тиск мастила в головній магістралі впливає на витрату оливи на угар [3].

Прогнозування технічного стану функціональних систем МСГТ на предмет впливу параметрів рідинного середовища на ресурс агрегатів по середній статистичній зміні параметра не припустимо по наступних причинах: не враховуються індивідуальні експлуатаційні особливості роботи енергетичного засобу, відсутня оцінка впливу параметрів рідинного середовища на технічний стан МСГТ, не враховується періодичність простоїв у процесі їх експлуатації, особливо це актуально при використанні біологічних пально-мастильних матеріалів (БПММ) [1,3,5-12,15-18].

У свою чергу прогнозування по реалізації зміни параметра дозволяє здійснювати облік зміни параметрів рідинного середовища у

процесі експлуатації енергетичних засобів, тому що передбачає регулярний періодичний контроль його діагностичних параметрів.

У цілому прогнозування зводиться до визначення залишкового технічного ресурсу або гарантованого ресурсу безвідмовної роботи сполучень, вузлів і механізмів машин до чергової діагностики або ремонту. Залишковий і гарантований ресурс безвідмовної роботи механізму або сполучення визначають за значеннями обмірюваних при діагностиці параметрів.

Прогнозування залишкового ресурсу агрегату може бути здійснене на підставі використання апроксимуючої функції, що відбиває зміну в часі його параметра, що визначає технічний стан агрегату. У якості апроксимуючої функції для прогнозування залишкового ресурсу функціональних систем МСГТ рекомендується використовувати статичну функцію, параметри якої визначаються за результатами періодичного контролю діагностичних параметрів або дослідження технічного стану агрегатів, знятих з експлуатації.

$$Z(t) = B_c \cdot t^{\beta_z} + \Delta Z \quad (1)$$

де $Z(t)$ - зміна діагностичного параметра;

B_c - швидкість зміни параметра від напрацювання;

β_z - показник ступеня;

ΔZ - відхилення параметра під впливом зовнішніх експлуатаційних факторів.

У цьому випадку залишковий ресурс агрегату, який може бути їм вироблений з нормованою ймовірністю P , буде [2,13, 14]

$$T_{ост} = \left(\frac{Z'(t_k) - (Z_d + \delta_z)}{B_c} \right)^{1/\beta_z} \quad (2)$$

де $Z'(t_k)$ - значення діагностичного параметра Z в момент контролю t_k ;

Z_d - припустиме значення діагностичного параметра, обумовлене технічними умовами;

δ_z - довірче відхилення, обумовлене з урахуванням дисперсії розподілу параметра Z_d значення нормованої ймовірності виробітку ресурсу P .

Відомий метод визначення залишкового ресурсу сполучень і механізмів машин за коефіцієнтом технічного ресурсу. Цей спосіб заснований на обліку дійсної закономірності зношування й виміру

параметрів, що визначають технічний стан конкретної машини, у минулий період і на припущенні про незмінність умов експлуатації в майбутній період. Сутність способу в тому, що по трьом значенням параметра (початковий і два обмірювані при діагностиці) і відомому напрацюванню з початку експлуатації до кожної перевірки встановлюють закономірність зміни параметра за часом і екстраполюють її до граничного значення параметра. Закономірності зміни параметрів за часом виражаються через коефіцієнт технічного ресурсу [14].

$$R_t = 1 - m_c \cdot t^{\alpha_z} \quad (3)$$

де R_t - коефіцієнт технічного ресурсу сполучення механізму;

m_c - коефіцієнт пропорційності;

α_z - показник ступеня функції.

Коефіцієнт технічного ресурсу визначається зі співвідношення параметрів [14].

$$R_t = \frac{z_{np} - z_u}{z_{np} - z_{нач}} \quad (4)$$

де z_{np} , $z_{нач}$, z_u - граничне, початкове й обмірюване при діагностиці значення параметрів.

Показники α_z і m_c функціональної залежності параметра конкретної машини визначаються за результатами двох діагностик [14].

$$\alpha_z = \frac{\ln \frac{1 - R_{t_2}}{1 - R_{t_1}}}{\ln \frac{t_2}{t_1}} \quad (5)$$

де t_1 і t_2 - напрацювання машини від початку експлуатації нового сполучення до першої й другої діагностик;

R_{t_1} і R_{t_2} - коефіцієнти технічного ресурсу, визначені за значеннями параметрів, обмірюваних при першій й другій діагностиках.

$$m_c = \frac{1 - R_t}{t_1^{\alpha_z}} \quad (6)$$

Залишковий ресурс сполучення визначається по розрахованим у

такий спосіб коефіцієнтам R_b , m_c і α_z , із припущення, що в майбутній період робіт умови експлуатації даного сполучення не зміняться [25, 38].

$$t_{\text{зал}} = (1/m_c)^{1/\alpha_z} \cdot t_2 \quad (7)$$

У зв'язку з тим, що зазначені способи прогнозування зміни технічного стану МСГТ по залишковому ресурсу враховують дійсну інтенсивність зношування й закономірності зміни параметрів сполучень конкретних машин у майбутній період роботи тільки приблизно, то розрахунок залишкового ресурсу за цими формулами представляє серйозні труднощі. Крім цього, параметри, що визначають зміну технічного стану МСГТ, не враховують зміну стану рідинного середовища у процесі експлуатації енергетичних засобів, тому наведені методи прогнозування використовуються для наближеного визначення можливого напрацювання агрегатів до ремонту.

Для запобігання передчасних ремонтів агрегатів МСГТ і зниження кількості відмов у період їх роботи між перевірками, доцільно прогнозувати гарантований ресурс безвідмовної роботи вузлів і сполучень. Рекомендуються два способи такого прогнозування - лінійний і функціональний [2,13, 14].

Сутність лінійного способу полягає в тому, що функція, що визначає зміну технічного стану МСГТ, розглядається за законом убутної швидкості зміни, у зв'язку із чим лінійна апроксимація й екстраполяція процесу на деякий проміжок часу дають величину часу безвідмовної роботи завжди трохи менше дійсної.

Гарантований ресурс безвідмовної роботи визначають по максимально можливій середній інтенсивності, рівній середній дійсній інтенсивності зміни параметра за період роботи між двома останніми перевірками. Для сполучень і механізмів машин, діагностичні параметри яких змінюються по прямолінійних і криволінійних залежностях при зменшенні або збільшенні параметрів, гарантований ресурс визначають по формулі [2,13,14].

$$t_{\text{гар}} = \frac{Z_{np} - Z_u}{Z_u - Z_{u-1}} \cdot t_0 \cdot K_0 \quad (8)$$

де Z_{np} - гранична величина параметра;

Z_u і Z_{u-1} - обмірювана величина параметра при останній й попередній діагностиках;

t_0 - час роботи сполучення (напрацювання) у період між діагностиками;

K_0 - коригувальний коефіцієнт.

Гарантований ресурс при функціональному способі визначають

по дійсній швидкості (інтенсивності) зміни параметра в момент перевірки з урахуванням загальної закономірності його зміни.

Зміна параметрів технічного стану сполучень, вузлів і механізмів за часом роботи (напрацювання) може бути представлено у вигляді статичної функції.

$$Z(t) = B_c \cdot t^{\beta_z} + \Delta Z \quad (9)$$

де $Z(t)$ - зміна діагностичного параметра в часі t ;

B_c - швидкість зміни параметра від напрацювання;

β_z - показник ступеня;

ΔZ - відхилення параметра під впливом зовнішніх експлуатаційних факторів.

Гарантований ресурс безвідмовної роботи конкретного сполучення визначають із умов можливого значного погіршення умов експлуатації по максимальній теоретично можливій швидкості зміни параметра в майбутній період роботи $tg\varphi = dp/dt$. Для його розрахунку всі закономірності приводять до закономірностей з убутною швидкістю зміни параметра за часом.

Аналіз наведених методів діагностування технічного стану МСГТ показує, що функції, що відображають зміну параметрів, і визначають зміну технічного стану функціональних систем, не враховують вплив на ресурс агрегатів параметрів рідинного середовища, що обумовлюють зношування поверхонь сполучень вузлів і агрегатів у процесі експлуатації енергетичних засобів на БПММ.

Для прогнозування ресурсу прецизійних пар МСГТ при періодичному режимі експлуатації (з простоями) необхідно враховувати коефіцієнт режиму роботи $K(t)$, який характеризує відношення сумарного зносу сполучень вузлів і агрегатів функціональних систем без простоїв і з простоями. Важливим показником є також нами встановлений експериментальним шляхом коефіцієнт середовища БПММ. Коефіцієнти середовища при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах наведено в табл.2.

Тоді, гарантований ресурс безвідмовної роботи трибосистем, механізмів і вузлів, діагностичні параметри яких змінюються по прямолінійних і криволінійних залежностях з убутною й зростаючою швидкістю зміни параметра, визначають по формулі.

$$t_{zap} = \frac{Z_{np} - Z_u}{Z_u - Z_{нач}} \cdot \frac{t_n}{\beta_z} \cdot K_n \cdot K_t \cdot K_\xi \quad (10)$$

де Z_{np} , Z_{noch} , Z_u - граничне, початкове й обмірюване при діагностиці значення параметрів;

t_n - напрацювання з початку експлуатації нового сполучення (механізму, вузла) до діагностики;

β_z - показник ступеня, що характеризує зміни залежності;

K_n - коефіцієнт запасу величини параметра;

K_t - коефіцієнт режиму роботи;

K_ξ - коефіцієнт середовища.

Коефіцієнти режиму роботи при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах наведено в табл.1.

Таблиця 1 - Коефіцієнти режиму роботи при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах

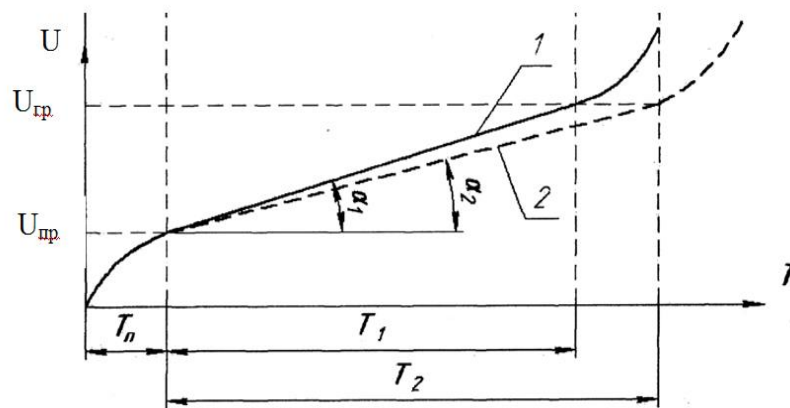
Години простою, год.	Коефіцієнти режиму роботи, K_t
0	1
25	0,92
50	0,86
75	0,83
100	0,8
125	0,79
150	0,78
200	0,78

У цьому випадку отримаємо графічні залежності ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів, застосовуючи принцип надійності – мінімуму градієнта параметру, які наведені на рис 1.

За час роботи T_1 прецизійних пар (з простоями) в середовищі БПММ відбувається зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_1 .

За такий же час роботи T_2 прецизійних пар (без простоїв) в середовищі БПММ відбувається зношування деталей до граничного зносу, що відповідає критерію об'ємного зносу U_2 .

Встановлено, що зміна розмірів деталей прецизійних пар відбувається нерівномірно по поверхні тертя і не постійна в часі. Ресурс прецизійних пар визначається граничним зносом трибоспряжень і співвідношенням параметрів нормальної роботи.



1 - при змащуванні деталей прецизійної пари БПММ (з простоями)

2 - при змащуванні деталей прецизійної пари БПММ (без простоїв)

Рис. 1. Прогнозування ресурсу T в залежності від режиму роботи вузлів і агрегатів

Ресурс деталей прецизійних пар при експлуатації на БПММ (з простоями) визначається із рівняння:

$$T_1 = \frac{U_{гр} - U_{пр}}{\text{tg } \alpha_1}, \text{ мото-год}, \quad (11)$$

де $U_{гр}$ – граничний знос деталей, мкм; $U_{пр}$ – знос при припрацюванні (обкатці) прецизійних пар, мкм; $\text{tg } \alpha_1 = U_1$ – швидкість зношування деталей прецизійних пар (з простоями), мкм/мото-год.

Ресурс деталей прецизійних пар (без простоїв), що працює при змащуванні БПММ, визначається із рівняння:

$$T_2 = \frac{U_{гр} - U_{пр}}{\text{tg } \alpha_2}, \text{ мото-год}. \quad (12)$$

Де $\text{tg } \alpha_2 = U_2$ – швидкість зношування деталей прецизійних пар в середовищі БПММ(без простоїв), мкм/мото-год.

Отже, при збільшенні $K(t)$ збільшується $\text{tg } \alpha$. Таким чином, існує можливість збільшення ресурсу прецизійних пар шляхом, як підбору складу сумішевих БПММ, так і регулювання режиму роботи функціональних систем СГТ.

Для моделювання умов роботи МСГТ на БПММ нами була розроблена комп'ютерна програма для оцінки повного ресурсу функціональних систем і залишкового ресурсу трактора при експлуатації як на мінеральних ПММ так і БПММ (рис. 2 і 3).

Таблиця 2 – Коефіцієнти середовища при роботі функціональних систем на біопально-мастильних матеріалах

Функціональні системи	Коефіцієнти середовища, $K(\xi)$
Двигун	1,124
Трансмсія	1,110
Ходова частина	1,087
Гідрообладнання	1,064
Електрообладнання	1,022
Механізм управління	1,055

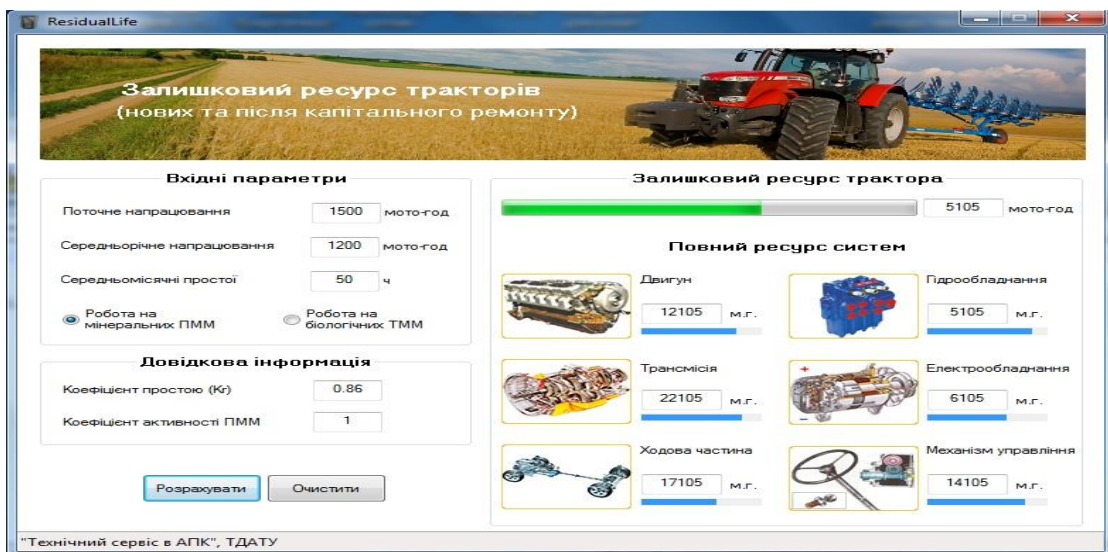


Рис. 2. Повний ресурс функціональних систем і залишковий ресурс трактора на мінеральних ПММ

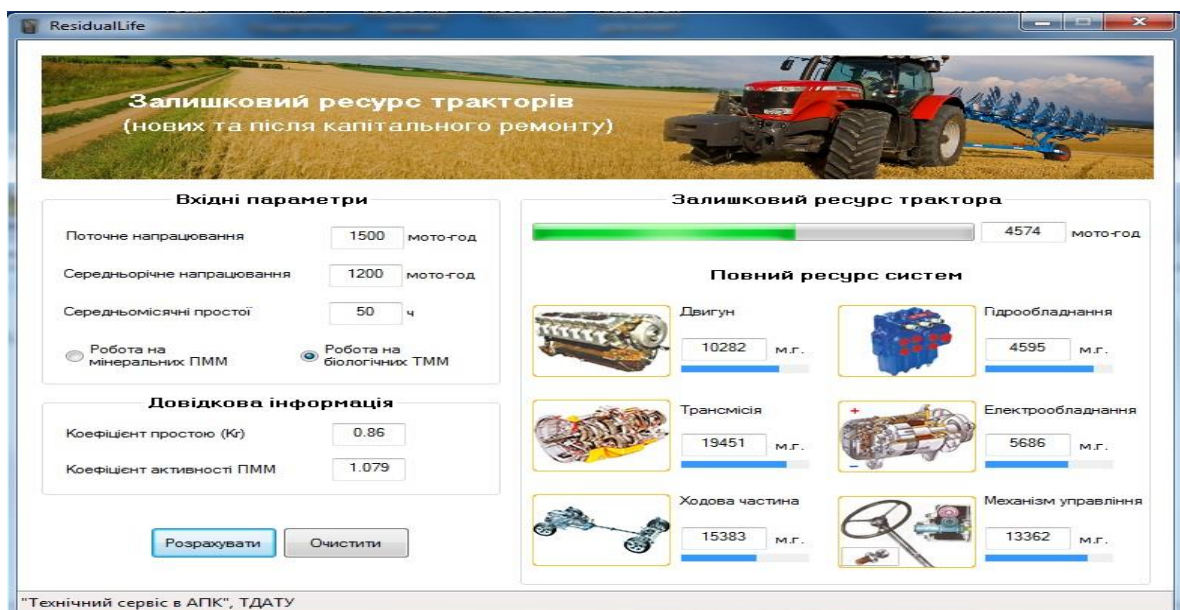


Рис. 3. Повний ресурс функціональних систем і залишковий ресурс трактора на БПММ

Висновки.

В результаті комп'ютерного моделювання встановлено, що при поточному напрацюванні трактора МТЗ-80 в 1500 мото-год. на біопально-мастильних матеріалах з середньомісячним простоями 50 год. його залишковий ресурс складає – 4574 мото-год., а з простоями 150 год. – залишковий ресурс знизився на 154 мото-год., тобто до 4420 мото-год. При цьому, за тих же самих умов повний ресурс функціональних систем також знизився.

Причиною є те, що біопально-мастильні матеріали в своєму складі мають вільний метанол та кислоти, які реагують з металами сполучень, наводнюючи їх, що в подальшому призводить до зкрихчування поверхонь тертя. Особливо ці процеси відбуваються в статичному стані трибосистем (простої). Зупинки в роботі функціональних систем призводять до підвищеного зносу деталей трибосистем, що знижує ресурс роботи функціональних систем та МСГТ в цілому. Збільшити ресурси роботи сільськогосподарської техніки можливо за рахунок застосування матеріалів деталей сполучень, що контактують з БПММ, які мають підвищену стійкість до них.

Література:

1. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биодизельного топлива / *В.А. Дидур, В.Т. Надыкто, Д.П. Журавель, В.Б.Юдовинський* // Тракторы и сельхозмашины.- Москва, 2009. Вып 3.- с. 3-6.
2. *Міхлін В.М.* Прогнозування технічного стану машин / *В.М. Міхлін.* – М.: Колос, 1976. – 288 с.
3. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность/ *В.А. Дидур, Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинский, В.А. Коломоец* // Известия Международной академии аграрного образования / МААО. – СПб, 2013. – Вып.18 – С.39-43.
4. *Девянин С. Н.* Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. / *С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов.* – М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2007. – 340 с.
5. *Журавель Д. П.* Методологія оцінки надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів / *Д. П. Журавель* // Вісник Сумського національного аграрного університету / СНАУ. – Суми, 2016. – Вип. 10/3(31). – С.66-71. – (Механізація та автоматизація виробничих процесів).

6. Журавель Д. П. Методология обеспечения надежности мобильной техники при использовании биологических ТСМ / Д. П. Журавель // Энергозабезпечення технологічних процесів в агропромисловому комплексі України : матер. VI Міжнар. наук.-техн. конф. / ТДАТУ. – Мелітополь, 2015. – С. 8 -10.

7. Журавель Д. П. Забезпечення надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель // Сучасні проблеми землеробської механіки : збірник тез доповідей XVII міжнародної наукової конференції / СНАУ. – Суми, 2016. – С. 163 - 164.

8. Журавель Д. П. Підвищення ефективності експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки при використанні біопаливо-мастильних матеріалів / Д. П. Журавель / Раціональне використання енергії в техніці. TechEnergy 2017: збірник тез доповідей XIII Міжнародної наукової конференції / НУБіП. – К., 2017. – С. 155 - 156.

9. Журавель Д. П. Вплив забрудненості абразивом біопаливо-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів мобільної техніки / Д. П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. – Херсон, 2017. – Вип. 5. – С.56-65.

10. Журавель Д.П. Триботехнічні властивості олій біологічного походження/ Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський // Праці ТДАТУ.- Вип. 11. т.4- Мелітополь, 2011.- С. 160 -166.

11. Журавель Д.П. Дослідження впливу присадок на експлуатаційні властивості олій / Д.П. Журавель, Б.В. Мітков // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. - Вип. 2. Т.1. ТДАТУ, Мелітополь 2012.

12. Журавель Д.П. Особливості використання олій біологічного походження для мобільної техніки / Д.П. Журавель // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. - Вип.2. - Мелітополь: Копіцентр «Документ-сервіс», 2014.- С.157-165.

13. Черепанов С.С. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве / С.С. Черепанов.– М.: Колос, 1978.– 287с.

14. Литовка С.В. Разработка метода прогнозирования технического состояния объемных гидроприводов трансмиссий сельскохозяйственных машин: дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / С.В. Литовка. – Харьков: [б. в.], 249 с.

15. Журавель Д.П. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки / Д. П. Журавель, В. Б. Юдовинський, С. В. Кюрчев // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету: зб. наук. праць / ЛНАУ; за ред. М. В. Брагинця. – Луганськ, 2010. –№ 3. –С. 96-99.

16. Журавель Д.П. Вплив меркаптанів біопального на водневе зношування поверхонь тертя / Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський // Вісник Львівського національного аграрного університету: зб. наук. праць / Львівський НАУ. – Львів, 2009. – № 13, т. 2: Агроінженерні дослідження. – С. 182-189.

17. Журавель Д.П. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива / Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинский, В.А. Коломоец // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. – 2011. – № 29. – С. 380-389.

18. Журавель Д.П. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных гидкостей / Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинский, В.А. Коломоец // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наук.фах. видання / ТДАТУ. – 2012. – Вип. 12, т. 1. – С. 62-67.

19. Журавель Д. П. Обґрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі / Д. П. Журавель // Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Вип. 12. т. 3. – Мелітополь, 2012. – С. 109-119.

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Журавель Д. П.

Аннотация - отказы и простои машин приводят к нарушению технологических процессов производства сельскохозяйственной продукции, следовательно, к растяжению сроков работ и потери урожая. Это главное противоречие, которое заложено самой системой технического обслуживания и использования машин в совпадении сроков их выполнения. Механизаторы почти половину рабочего времени (около 56%) заняты проведением технического обслуживания и ремонта машин. Загрузка механизатора проведением технического обслуживания и ремонта машин не должна превышать 20-25%. Поэтому целесообразно передать специализированным предприятиям часть объемов работ технического обслуживания и ремонта, так как там благодаря высокой специализации и технической оснащенности качество их выполнения будет выше, чем в хозяйстве. Решение проблемы повышения безотказности тракторов в сложившихся условиях важно и актуально и может решаться за счет сокращения времени простоев техники при

техническом обслуживании путем интенсификации их выполнения в ненапряженные периоды полевых работ. Одной из причин, вызывающих ухудшение технического состояния мобильных энергетических средств, а следовательно, и надежности, является износ деталей. Износ деталей функциональных систем напрямую зависит от качества горюче-смазочных материалов. Важное место при оценке надежности и работоспособности мобильных энергетических средств принадлежит прогнозированию ресурса их безопасной эксплуатации, то есть априорной оценке времени достижения предельного состояния или возникновения отказов из-за выхода из строя их критически значимых частей. Когда речь идет об остаточном ресурсе, то он определяется по результатам диагностики текущего состояния наиболее ответственных узлов техники, то повысить достоверность его прогноза можно путем учета не только полученных таким способом данных, но и накопленных ранее других сведений о безотказности, включая результаты моделирования и эксплуатации наиболее подходящих аналогов, функционирующих в различных условиях. В работе предложена и теоретически обоснована структура формирования технического сервиса на предприятиях агропромышленного комплекса путем обоснования методики прогнозирования технического состояния функциональных систем мобильных энергетических средств при эксплуатации на биологических горюче-смазочных материалах.

Ключевые слова - прогнозирование, техническое состояние, мобильные энергетические средства, функциональные системы, биотопливо-смазочные материалы, диагностические параметры, мобильная сельскохозяйственная техника.

JUSTIFICATION OF FORECASTING METHODS TECHNICAL CONDITION OF FUNCTIONAL SYSTEMS MOBILE ENERGY FACILITIES

D. Zhuravel

Summary

Failures and downtime of machines lead to a violation of the technological processes of agricultural production, therefore, to the extension of the timing of work and yield loss. This is the main contradiction, which is laid down by the system of maintenance and use of machines in the coincidence of the timing of their implementation. Machine operators almost half of the working time (about 56%) are engaged in maintenance and repair of machines. The loading of the

machine operator by the maintenance and repair of machines should not exceed 20-25%. Therefore, it is advisable to transfer a part of the scope of maintenance and repair work to specialized enterprises, because there, thanks to high specialization and technical equipment, the quality of their performance will be higher than on the farm. The solution to the problem of increasing the reliability of tractors in the prevailing conditions is important and relevant and can be solved by reducing the downtime of machinery during maintenance by intensifying their performance in non-stressful periods of field work. One of the reasons causing the deterioration of the technical condition of mobile power facilities, and consequently, reliability, is the wear of parts. The wear and tear of parts of functional systems directly depends on the quality of fuels and lubricants. An important place in assessing the reliability and performance of mobile energy assets belongs to the prediction of the resource of their safe operation, that is, a priori estimate of the time to reach the limit state or the occurrence of failures due to the failure of their critical parts. When it comes to a residual resource, it is determined from the results of diagnostics of the current state of the most critical nodes of a technology, then it is possible to increase the reliability of its prediction by taking into account not only the data obtained in this way, but also accumulated earlier other information on reliability, including the most suitable analogues operating in different conditions. In this paper, the structure of technical service formation at enterprises of the agro-industrial complex was proposed and theoretically substantiated by justifying the method for predicting the technical state of the functional systems of mobile energy resources when operating on biological fuels and lubricants.

Keywords - forecasting, technical condition, mobile energy facilities, functional systems, bio-lubricants, diagnostic parameters, mobile agricultural machinery.

УДК 631.333.92:631.22.018

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-100-109

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ ПТАХІВНИЦТВА ЗА КОРДОНОМ

Скляр О. Г., к.т.н.,

Скляр Р. В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Войтов В. А., д.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка*

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – найбільш простий спосіб зниження негативного впливу на природу - модернізація та оновлення технологічного обладнання в підрозділах, внесення змін в організацію господарської діяльності, відповідних сучасним екологічним нормам. Відомо, що методи та способи переробки пташиного посліду залежать від властивостей і складу вихідної сировини, а також від цілей переробки та виду кінцевих продуктів. Технологія TDP (термічна деполимерізація) дає можливість з тваринницьких відходів отримати тверде, рідке і газоподібне паливо, а також деякі види добрив і хімікатів. За допомогою цієї технології можна переробляти широкий спектр відходів: не тільки гній, послід, залишки кормів, стоки і підстилку, але навіть трупи полеглих птахів і тварин. Група Канадських компаній володіє технологією та випускає обладнання для перетворення пташиного посліду в сухе паливо і отримання теплової та електроенергії. Сушка пташиного посліду відбувається одночасно з процесом його подрібнення. Італійська технологія промислового виробництва штучного гумусу з органічних відходів птахівництва - пташиного посліду базується на сучасних теоретичних уявленнях про структуру і динаміку природного носія ґрунтової родючості - гумусу. В Англії пташиний послід ферментують, обробляють мурашиної кислотою і з добавками меляси згодують великій рогатій худобі. У фірми «ДеЛаваль» є понад 30 варіантів біологічного знезараження гною (посліду). За однією з технологій гній спрямовують скребками та транспортером в центрифугу, де до 95% зважених часток відокремлюють від вологи. Тверду фракцію з 36% сухої речовини витримують 3 місяці в спеціальному сховищі,

потім гранулюють і згодуюють великій рогатій худобі разом з силосом.

Ключові слова – гній, послід, утилізація, спалювання, гранулювання, біодобриво.

Постановка проблеми. Сільське господарство створює більший вплив на природне середовище, ніж будь-яка інша галузь народного господарства [1]. Забруднення навколишнього середовища птахівницькими підприємствами найчастіше відбувається через недосконалість застосовуваних технологій і технічних засобів, недотримання встановлених екологічних вимог.

Найбільш простий спосіб зниження негативного впливу на природу - модернізація та оновлення технологічного обладнання в підрозділах, внесення змін в організацію господарської діяльності, відповідних сучасним екологічним нормам [1-3].

Це можливо шляхом впровадження маловідходних і безвідходних технологій, заснованих на включення в господарський оборот всіх сировинних ресурсів, які постійно утворюються і накопичуються в господарствах. Зменшуючи обсяги органічних відходів, газопилових викидів, споживання води та скидання стічних вод, можна знижувати негативний вплив на навколишнє середовище.

Аналіз останніх досліджень. Питанням дослідження ферментаційних процесів та розробки технологій переробки відходів птахівництва займалися такі вчені як: Chelliapan S., Eze J. I., Joshua O. S., Kanswohl N., Rösse D., Sakalauskas A., Sallis P. J., Schlegel M., Wellinger A., Wilby T., Ziemiński K., Голуб Н. Б., Дубровін В. О., Капустін В. П., Сидоров Ю. І. та інші. Методи та способи переробки пташиного посліду залежать від властивостей і складу вихідної сировини, а також від цілей переробки та виду кінцевих продуктів [1, 2]. Для прямого внесення це добриво не можна використовувати в свіжому вигляді, так як в ньому міститься багато сечової кислоти, яка може «спалити» коріння рослин [1-3]. У його складі в кілька разів більше азоту і фосфору, ніж, наприклад, в коров'ячому гної.

Формулювання цілей статті. Дослідити сучасні технології утилізації відходів птахівництва за кордоном.

Основна частина. У США і Великобританії відходи птахівництва, включаючи підстилку, активно використовуються як екологічно чисте паливо для отримання електрики і обігріву приміщень [4,5].

Так як в США деякі штати заборонили використовувати пташиний послід як добриво, його стали переробляти в активоване вугілля, яке застосовується як адсорбент в пристроях водоочищення на

фермерських підприємствах, що особливо актуально для районів з несприятливою екологічною ситуацією.

Технологія TDP (термічна деполимерізація) дає можливість з тваринницьких відходів отримати тверде, рідке і газоподібне паливо, а також деякі види добрив і хімікатів. За допомогою цієї технології можна переробляти широкий спектр відходів: не тільки гній, послід, залишки кормів, стоки і підстилку, але навіть трупи полеглих птахів і тварин. Перша стадія переробки проходить при температурі 250...350⁰С, друга - при температурі 500...700⁰С. Першу експериментальну TDP-установку було побудовано ще в 1999 році з виробництвом 7 т продукції за добу. А перша комерційна установка, яку запущено в 2002 році, давала щодоби вже 40 т продукції. Отримана продукція аналогічна дизельному паливу з 8-20 атомами вуглецю, тверді фракції добрив схожі на апатити, а в рідких фракціях міститься 25...28 % сульфату амонію.

Канадська технологія утилізації пташиного посліду. Група Канадських компаній володіє технологією та випускає обладнання для перетворення пташиного посліду в сухе паливо і отримання теплової та електроенергії. Сушка пташиного посліду [6,8] відбувається одночасно з процесом його подрібнення в силу роботи наступних фізичних процесів:

- вологий матеріал завантажується в роторну камеру, де піддається впливу кінетичної енергії ротора, який обертається з кутовою швидкістю до 640 км/год. Значні відцентрові сили відокремлюють воду від зовнішньої поверхні шматків матеріалу. В процесі подрібнення постійно з'являються нові поверхні матеріалу і нові відокремлені шари води відшаровуються від матеріалу й видаляються. Цей механізм сушіння засновано на механічних силах видалення води з матеріалу.

- інший механізм сушки по суті напівтермічний. Кінетична енергія від численних ударів нагріває частинки на короткий проміжок часу вище 100 ⁰С, тому вода в частинках перетворюється на пару. Пар виділяється з частинок і миттєво перетворюється в дуже дрібні крапельки води, оскільки температура всередині камери ніколи не буває вище 90 ⁰С. Вода також виділяється з матеріалу, оскільки сила удару вичавлює воду з частинок матеріалу. Тому останні втрачають воду, що в них міститься, без застосування якогось зовнішнього нагріву, а за рахунок впливу механічних сил.

- температура повітря всередині камери 70...90 ⁰С, оскільки ротор нагрівається від тертя в перебігу процесу подрібнення, а також із-за процесу аеродинамічного нагріву повітря. Високий коефіцієнт передачі тепла і маси через високе прискорення частинок забезпечує практично миттєву передачу вологи від частинок в навколишнє повітря. Велика

сумарна поверхнева площа частинок також сприяє високій швидкості передачі маси вологи. Цей процес чисто термічний.

- знищення бактерій відбувається в основному за рахунок впливу кінетичної енергії і кінетичного нагріву частинок під час їх удару об відбивні пластини, ротор і стінки камери. Ці численні удари піднімають температуру частинок до рівня вище необхідної для пастеризації бактерій. Крім того, величезні прискорення, яким піддаються частинки, ламають стінки клітин бактерій, знищуючі їх. Рівень запаху висушеного пташиного посліду після BPS, у багато разів нижче, ніж до обробки, що свідчить про те, що більшість бактерій знешкоджене.

Система BPS застосовується в багатьох країнах світу для сушки та подрібнення біомаси: США, Канада, Японія, Корея, Бразилія, Малайзія тощо.

Під час переробки сирий пташиний послід з вологістю 30% подається по транспортеру в систему BPS [5,7]. На виході системи пташиний послід містить 10...12% вологи і перетворюється в сухий порошок з мінімальним запахом, який можна використовувати для отримання енергії, а також для виробництва добрив [4].

Пилові топки (рисунок 1, *а*) високої інтенсивності були розроблені спеціально для ефективного і повного спалювання важкоспалювальних видів палива відповідно до жорстких вимог нафтохімічної індустрії. Ці системи показали себе надійними та високоефективними в промисловому застосуванні. Пилові топки використовуються як джерело тепла в різних індустріальних нагрівачах і енергосистемах [2].

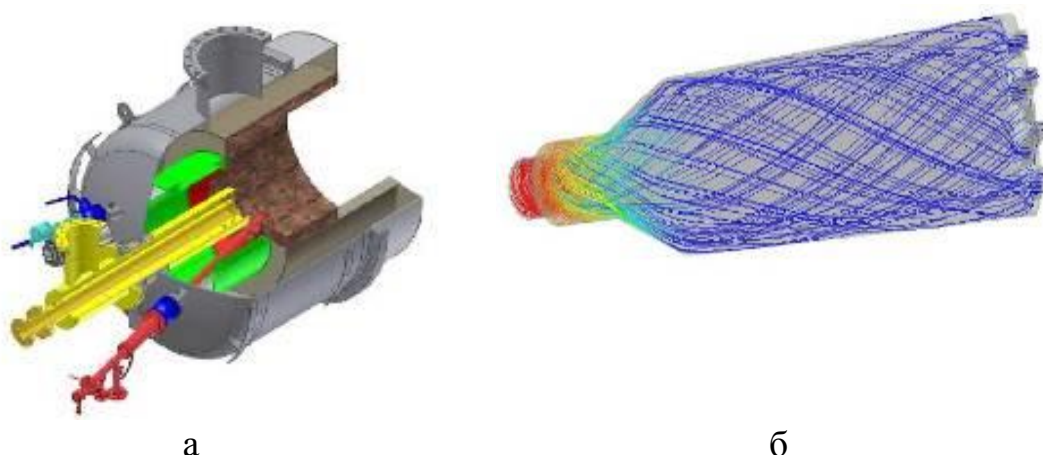


Рис. 1. Пилова топка *а*) та схема руху пилоподібного палива і повітря в ній *б*)

Екстремально коротке і чітко окреслене полум'я дозволяє використовувати невеликі за розмірами камери згоряння. Порошкоподібне паливо подається в топку через встановлений у

центральної частині топки інжектор. Вихровий потік повітря, що подається в топку, створюється за рахунок спеціальних лопатей. Повітря, що обертається, створює циркулюючий вихор всередині топки, що веде до інтенсивного перемішування пилоподібного палива і повітря (рисунок 1, б). Таке інтенсивне змішування забезпечує ефективне і повне спалювання палива і рівний розподіл температури всередині топки.

Поліпшений розподіл тепла зменшує втрати тепла і збільшує ефективність спалювання. Здатність працювати з мінімальним об'ємом надлишку повітря (2%) і забезпечувати повне згоряння зменшує падіння тепла при надлишку повітря.

Італійська технологія утилізації відходів птахівництва і тваринництва. Технологія промислового виробництва штучного гумусу з органічних відходів птахівництва - пташиного посліду базується на сучасних теоретичних уявленнях про структуру і динаміку природного носія ґрунтової родючості - гумусу. Згідно з цими уявленнями діюча основа гумусу, яка визначає його високу біологічну активність і здатність до виробництва, забезпечується макроциклічними комплексами органічних природних речовин, головним чином гумінових кислот. Такі комплекси, що включають в себе повний набір поживних речовин і конституційну воду, забезпечують рослини всіма необхідними речовинами для інтенсивного росту і розвитку.

Істотною відмінністю пропонованого способу отримання гумусоподібного добрива від відомих аналогів є:

- багаторазове прискорення утворення макрокомплексів в умовах дії на субстрат електричних полів спеціальної форми при його інтенсивному диспергуванні і гомогенізації;
- багаторазове (до 10 разів) зниження питомих енерговитрат на отримання кожної тони гранульованого органічного добрива.

Технологічний процес отримання штучного гумусу починається, практично, з заповнення попередньо підготовленим (очищеним від сторонніх включень - щебню, металевих предметів тощо) пташиним послідом бункера-живильника (дозатора), заповнення (при необхідності) другого бункера-живильника компонентами-носіями іонів, далі їх частковим подрібненням і перемішуванням в дезінтеграторі-змішувачі до отримання пластичної однорідної маси для подачі останньої в реактор, де і повинен відбуватися процес утворення штучного гумусу.

В реакторі, розділеному на функціональні зони, здійснюється ряд технологічних операцій над матеріалом - пташиним послідом, що призводять до модифікації його параметрів. У першій зоні відбувається інтенсивне подрібнення матеріалів до часток з розмірами одиниць

мікрон, ретельне змішування до отримання гомогенної маси. У цій же зоні здійснюються процеси комплексування фрагментів органіки з перехідними і лужноземельними металами під дією прикладених до системи електродів, які розміщені у цій зоні реактора, електричної напруги із заданими параметрами. Протікання фізико - хімічних процесів в даній зоні реактора супроводжується виділенням газоподібної фази, що містить пари активованої вологи, водню, аміаку, сірководню тощо. Які тут же за рахунок впливу на кожену молекулу по всьому об'єму речовини електромагнітного каталізатора, температури і водню перетворюються більшою частиною в корисні речовини. Гази, що утворюються, подаються в блок газовідведення і електроочищення, де вони розкладаються на елементарні речовини, а сірка осідає на холодних стінках піддону.

З першої зони реактора оброблена біомаса переміщається в зону дегідратації (зневоднення до певних параметрів) і далі подається примусово на пристрій гранулювання, в якому вона остаточно і досушується до необхідної вологості.

Далі вже незаражені (повністю пригнічується патогенна мікро - і макрофлора, насіння бур'янів втрачає схожість, усувається запах) гранульовані добрива подаються або в лінію розфасовки в мішкоподібну тару для подальшого складування та реалізації. Рідка фракція, яка утворювалася в процесі виробництва гранульованих добрив, за допомогою системи водовідведення направляється в ємності - відстійники. Рідка фракція повинна пройти хімічний аналіз на предмет її подальшого використання. Обложена з газоподібної фази структурована вода може знайти широке застосування, як у сільськогосподарській практиці, так і в інших сферах [7].

Вихідна сировина.

Варіант 1: Сировина - пташиний послід з накопичувача-відстійника з вихідною вологістю – 45...85% (в разі прибирання пташників гідрозмивом) висмоктується фекальним насосом. На вхідних сітках проводиться очищення сировини від грубих сторонніх включень і металу.

Варіант 2: Сировина - пташиний послід вологістю до 75% з пташників (у разі прибирання пташників з використанням скребкових транспортерів) направляється в бункер-накопичувач комплексу.

Реактор витримує тиск всередині корпусу не менше 5 атм.

Реактор забезпечує:

- подрібнення сировини та реагентів до розміру часток не більше 20 мкм;
- отримання гомогенної суміші;

- отримання біологічно активних металоорганічних сполук перехідних металів (Fe, Cu, Mn) і елементів (Ca, Mg) з фрагментами натуральних органічних сполук;
- дегідратацію добрива до вологості не більше 30%;
- можливість заміни електродної системи в міру її зносу за час не більше 10 хвилин.

Чистий гумус із зони комплексування реактора надходить в зону сушіння реактора (дегідратації). У дегідраторі, який випускається промисловістю, видалення води відбувається за рахунок її випаровування. Це енергоємний процес - на випаровування 1 т води витрачається до 1000 кВт·год електроенергії. В установленому на комплексі дегідраторі видалення до 40% структурованої води проводиться у вигляді туману, при 50...80 °С без випаровування. Це досягнуто за рахунок застосування електричного каталізатора. При такому процесі енергії на видалення цієї частини води витрачається до 10 разів менше, тобто 100 кВт·год електроенергії.

Температурний режим і подальша сушка продукту відбувається за рахунок використання водню, шкідливих газів і речовин, що утворилися в реакторі, в якості сушильного агента. При цьому шкідливі речовини перетворюються в екологічно безпечні.

Система газовідведення комплексу забезпечує:

- попередню очистку і дезактивацію газів, що виділяються в процесі роботи реактора (аміаку, водню, кисню, азоту тощо) і доведення викидів до вимог ГДК з перевіркою ефективності очищення;
- конденсацію очищених парів води з отриманням дистилляту;
- сигналізацію витоку метану і водню з системи;
- система водовідведення.

Система водовідведення забезпечує:

- видалення надлишкової води в процесі дегідратації продукту;
- відвід води в стандартні відстійники;
- можливість використання одержуваної рідкої фракції на основі активованої води в сільському господарстві.

Лінія грануляції вихідного продукту забезпечує гранулювання модифікованого пташиного посліду з розмірами гранул не більше 2...2,5 мм.

В Англії пташиний послід ферментують, обробляють мурашиною кислотою і з добавками меляси згодують великій рогатій худобі. У фірми «ДеЛаваль» є понад 30 варіантів біологічного знезараження гною (посліду). За однією з технологій гній спрямовують скребками та транспортером в центрифугу, де до 95% зважених часток відокремлюють від вологи. Тверду фракцію з 36% сухої речовини витримують 3 місяці в спеціальному сховищі, потім гранулюють і згодують великій рогатій худобі разом з силосом.

Висновок.

У результаті проведених досліджень виявлено, що в практичній діяльності птахівничим підприємствам, в першу чергу, слід звернути увагу на впровадження екологічно безпечних технологій у використанні пташиного посліду, які не тільки дозволять зменшити шкідливі викиди у навколишнє середовище, а й принесуть додатковий прибуток.

Література:

1. *Болтянська Н.І.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / *О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська* // Науковий вісник НУБіП. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2015. – Вип. 212, ч. 1. – С. 275-283.
2. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т. 5. – С. 245-251.
3. *Шацький В.В.* Екологічні проблеми ресурсовикористання у тваринництві / *В.В. Шацький, О.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 1. Т. 3, – С. 3-12. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf1t3/11SVVRSR.pdf>
4. *Скляр О.Г.* Біотермічна твердофазна ферментація гною / *О.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2008. - Вип. 8. Т. 3, - С. 145-150.
5. *Скляр О.Г.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *О.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. - Вип. 11. Т. 5, - С. 245-251.
6. *Бацман В.Е.* Технология промышленной сушки помета и повышение эффективности его использования/ *В.Е. Бацман.* - К., «Урожай». - 1974. – 53 с.
7. *Скляр О.Г.* Напрями використання органічних ресурсів у тваринництві / *О.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. - Вип. 11. Т. 5, - С. 210-217.
8. *Малофеев В. И.* Термическая переработка помета. - М., Колос, - 1981. –153 с.

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ УТИЛИЗАЦИИ ОТХОДОВ ПТИЦЕВОДСТВА ЗА ГРАНИЦЕЙ

Скляр А. Г., Скляр Р. В., Войтов В. А.

Аннотация - наиболее простой способ снижения негативного воздействия на природу - модернизация и обновление технологического оборудования в подразделениях, внесение изменений в организацию хозяйственной деятельности, соответствующих современным экологическим нормам. Известно, что методы и способы переработки птичьего помета зависят от свойств и состава исходного сырья, а также от целей переработки и вида конечных продуктов. Технология TDP (термическая деполимеризация) дает возможность с животноводческих отходов получить твердое, жидкое и газообразное топливо, а также некоторые виды удобрений и химикатов. С помощью этой технологии можно перерабатывать широкий спектр отходов: не только навоз, помет, остатки кормов, стоки и подстилку, но даже трупы павших птиц и животных. Группа канадских компаний владеет технологией и выпускает оборудование для преобразования птичьего помета в сухое топливо и получения тепловой и электроэнергии. Сушка птичьего помета происходит одновременно с процессом его измельчения. Итальянская технология промышленного производства искусственного гумуса из органических отходов птицеводства - птичьего помета базируется на современных теоретических представлениях о структуре и динамике естественного носителя почвенного плодородия - гумуса. В Англии птичий помет ферментируют, обрабатывают муравьиной кислотой и с добавками мелассы скармливают крупному рогатому скоту. В компании «ДеЛаваль» имеется более 30 вариантов биологического обеззараживания навоза (помета). По одной из технологий навоз направляют скребками и транспортером в центрифугу, где до 95% взвешенных частиц отделяют от влаги. Твердую фракцию с 36% сухого вещества выдерживают 3 месяца в специальном хранилище, затем гранулируют и скармливают крупному рогатому скоту вместе с силосом.

Ключевые слова - навоз, помет, утилизация, сжигание, гранулирование, биоудобрение.

ANALYSIS OF TECHNOLOGIES FOR THE DISPOSAL OF POULTRY WASTE

Skliar A., Skliar R., Voitov V.

Summary

The simplest way to reduce the negative impact on nature is to modernize and update the technological equipment in the units, to make changes in the organization of economic activities in accordance with modern environmental standards. It is known that the methods and methods of processing of avian litter depend on the properties and composition of the feedstock, as well as on the purposes of processing and the type of final products. TDP (Thermal Depolymerization) technology enables the production of solid, liquid and gaseous fuels from animal waste, as well as certain types of fertilizers and chemicals. With this technology it is possible to process a wide range of waste: not only manure, litter, feed residues, waste and litter, but even the dead bodies of birds and animals. A group of Canadian companies owns the technology and manufactures equipment for converting avian waste to dry fuel and generating heat and electricity. Drying of the bird's litter occurs at the same time as its grinding process. Italian technology for the industrial production of artificial humus from organic waste from poultry - bird manure is based on modern theoretical ideas about the structure and dynamics of the natural carrier of soil fertility - humus. In England, the birds are fermented, treated with formic acid and fed with molasses fed to cattle. The company "DeLaval" has more than 30 variants of biological decontamination of manure (litter). According to one technology, the manure is directed by scrapers and a conveyor into a centrifuge, where up to 95% of the suspended particles are separated from moisture. The solid fraction of 36% of dry matter is kept for 3 months in a special storage room, then granulated and fed to the cattle together with the silo.

Keywords - manure, litter, recycling, burning, granulation, biofertilizer.

УДК 621.436.004.67

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-110-117

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ

Дідур В. В. к.т.н.,

Уманський національний університет садівництва

Паніна В. В. к.т.н.,

В'юник О. В. інж.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-20-74

Анотація – працездатність і ресурс сільськогосподарських машин в значній мірі визначаються інтенсивністю зношування деталей тертя. Досвід експлуатації свідчить, що 80-90% деталей машин виходять з ладу через знос. Відомо, що правильно вибравши матеріал і покриття трібоспряжень, можна значно підвищити зносостійкість і довговічність вузлів тертя при експлуатації. Оптимізація вибору покриттів вузлів тертя мобільних сільськогосподарських машин є найбільш перспективним і економічним шляхом підвищення їх працездатності і ресурсу.

Пропонується підвищення довговічності шестеренних насосів гідравлічних систем мобільних сільськогосподарських машин та забезпечення працездатності пар тертя, за рахунок металоплакуючих нанодисперсних присадок, в результаті яких збільшується ресурс та ефективність використання шестеренчастих насосів.

Ключові слова – шестеренні насоси, припрацювання, ФАБО, поверхнево-активні речовини, присадка, експертна оцінка, шорсткість, фактори.

Постановка проблеми. Важливим резервом підвищення ефективності використання мобільних машин, які оснащені гідравлічними системами, є відновлення зношених деталей, яке характеризується комплексом операцій по відновленню справного або працездатного стану деталей та технічного ресурсу. Щорічно через несправності та знос простоює від 10 до 40% машин та устаткування [1]. Застосування прогресивних технологій при ремонті зношених деталей в 4 – 6 разів скорочує кількість операцій в порівнянні з їх

виготовленням, в 20 – 30 разів знижує витрату матеріалів, а собівартість відновлення і зміцнення багатьох деталей становить 60 – 80% від собівартості виготовлення нових, що вкрай важливо в умовах економії сировини, паливно-енергетичних, матеріальних і трудових ресурсів.

Аналіз останніх досліджень. На вітчизняних тракторах використовуються насоси типу НШ–Т, НШ–Е, НШ–В, НШ–У та НШ–К (виробники: Вінницький завод гідроагрегатів, Одеський завод гідроагрегатів та Кіровоградський завод «Гідросила»). В закордонних гідравлічних системах тракторів для нагнітання робочої рідини до агрегатів гідросистеми та створення в них тиску також використовують насоси типу НШ (виробники фірми BOSCH, Rex Rot «Німеччина», Eaton «США», Danfos «Данія» та інші).

Одним з методів підвищення довговічності трібоспряжень мобільної сільськогосподарської техніки є застосування фінішної антифрикційної безабразивної обробки (ФАБО) [2].

Встановлено, що від фінішної обробки деталей залежить не тільки первинна припрацювальна, але і подальша інтенсивність зношування при експлуатації. Методом ФАБО відновлюють деталі ЦПГ: шийки валів, гільзи циліндрів, різні втулки, вали. Одним з головних переваг ФАБО є порівняльна простота і універсальність способу, що дозволяє використовувати даний метод як в великому машинобудівному підприємстві з масовим виробництвом, так і в невеликому автотранспортному підприємстві. ФАБО забезпечує підвищення зносостійкості деталей (в 1,5 – 2 рази), антифрикційних і протизадирних властивостей поверхонь тертя, і є ефективним методом підвищення довговічності деталей машин [3].

Формування цілей статті (постановка завдання). Підвищення післяремонтної довговічності вузлів тертя шестеренних насосів за рахунок зниження зносу деталей в період припрацювання шляхом застосування епіламних покриттів робочих поверхонь деталей в процесі їх ремонту.

Основна частина. Аналіз експертних оцінок показує, що в процесі експлуатації у шестеренчастих насосів типу НШ–К зношуються: підшипникова та підтискна обойми; шестерні (по поверхням цапф та по зовнішньому діаметру); платики (по поверхням, що дотикаються до торців шестерень). виходять з ладу також гумові ущільнення [4]. Проведений аналіз існуючих технологій показав, що для деталей спряжень качаючого вузла насоса в більшості застосовується спосіб ремонтних розмірів.

Припрацювання пар тертя є обов'язковим технологічним процесом, що має велике значення для зносостійких поверхонь і, як наслідок, продовження міжремонтного ресурсу гідравлічних

трансмсії. Припрацювання – складний процес, що протікає під впливом великого числа різних чинників.

Такі фактори, як: шорсткість, форма поверхонь, площа фактичного контакту, напружений стан, умови змащення й інші, безупинно змінюються.

Несприятлива комбінація факторів, що впливають, може утруднити прпрацювання. До такого результату призводять: високі навантаження; занадто великі або дуже малі швидкості ковзання; підвищена температура; недостатнє змащення та інші. Тому гідроагрегати у період обкатування необхідно навантажувати поступово, намагатися забезпечити ефективне охолодження й змащення поверхонь тертя.

Тривалість стендового обкатування порівняно невелика (0,5...1,5 год.) відносно часу, необхідного для повного припрацювання (30...50 год.) [4]. Тому припрацювання необхідно прискорити. Основну ідею прискореного припрацювання деталей можна побачити на прикладі кривих зношування деталей (рис. 1).

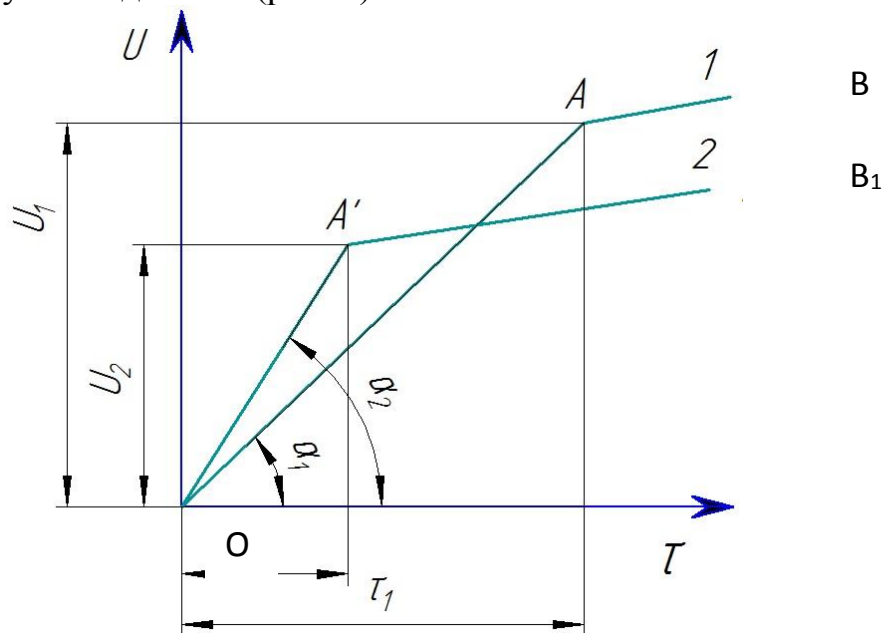


Рис. 1. Зміна зношування деталей від часу: 1 – типове обкатування; 2 – прискорене обкатування

У початковий період обкатування інтенсивність зношування повинна бути максимальна (відрізок OA) з наступним максимальним зниженням швидкості зношування (відрізок AB). Досягнення такого процесу забезпечить прискорене припрацювання з найменшим зношенням.

Чим більше зазор, тим менше ресурс цих з'єднань в експлуатації й, відповідно, довговічність двигуна в період роботи.

Міжремонтний ресурс сполучення τ_p у цьому випадку визначається рівнянням

$$\tau_p = S_{\max} - S_{\text{поч}} / \tau_\beta, \quad (1)$$

де S_{\max} – максимально допустимий зазор у з'єднанні, мкм;

$S_{\text{поч}}$ – зазор після припрацювання, мкм;

$t_\beta = dS/dt$ – швидкість зношування деталей.

Одним з факторів, що впливає на якість припрацювання і у цілому на ресурс з'єднання, є величина початкового зазору $S_{\text{поч}}$, яка залежить від безлічі факторів представлених у формулі [4]

$$S_{\text{поч}} = f(P, n, \eta, T, \tau, C, K, \varepsilon, m, d, S_{\text{ск}}), \quad (2)$$

де P – навантаження на пари тертя, тертьові деталі, H ;

n – частота обертання (швидкість переміщення), хв.^{-1} ;

η – в'язкість мастила, $\text{м}^2/\text{с}$;

T – температура деталей, K ;

τ – час припрацювання, год. ;

C – геометричні параметри деталей з'єднання, мм ;

K – якість змащення;

ε – енергетичні втрати;

m – зносостійкість деталей сполучення;

d – здатність робочих шарів сприймати поверхнево-пластичну деформацію;

$S_{\text{ск}}$ – складальний зазор, мм .

Зношування деталей у процесі припрацювання може досягати значних величин. Про це свідчать результати припрацювання двигунів внутрішнього згоряння в процесі їх ремонту.

Дослідженнями в роботі [5] встановлено, що зниження зношування деталей при припрацюванні, знижує інтенсивність зношування їх у процесі експлуатації, а, отже, збільшує міжремонтний ресурс.

На підставі проведеного аналізу впливає, що в період стендового обкатування необхідне зниження зношення в період припрацювання. Це можна здійснити шляхом правильного вибору режимів обкатування гідравлічних трансмісій мобільних машин, використанням нових технологій, які передбачають застосування поверхнево-активних речовин для припрацювання.

Одним з найбільш перспективних напрямків оптимізації процесу припрацювання є експлуатаційні заходи, які забезпечують високу інтенсивність зношування, формування оптимальної мікрогеометрії

поверхні деталей під час обкатування на холостому режимі з наступним максимальним зниженням інтенсивності зношування при обкатуванні під навантаженням.

Теоретично обґрунтована і вирішена задача підвищення ефективності використання мобільної сільськогосподарської техніки шляхом застосування фінішної антифрикційної безабразивної обробки (ФАБО) у поєднанні з додаванням в мастильний матеріал металоплакуючих нанодисперсних присадок, що забезпечують працездатність і довговічність деталей тертя в експлуатації. Дослідження були проведені відповідно до плану розвитку.

За своєю фізико-хімічною дією присадки для припрацювання пар тертя можна розділити на ряд груп: інактивні речовини (ІР); поверхнево-активні речовини (ПАР); хімічно-активні речовини (ХАР); композиції, що сприяють вибіркового переносу (КСВП).

Присадки з використанням поверхнево-активні речовини (ДФІ–1; ОГМ–1, 2, 3, Епілами–05 та ін.), які сприяють інтенсифікації процесу припрацювання поверхонь деталей спряжень за рахунок ефекту адсорбційного зниження міцності матеріалів. У якості поверхнево-активних речовин найбільш часто застосовують олеїнову, стеаринову й рицинолеву кислоти, ефіри органічних кислот, гліцерин та інші.

Викликає цікавість застосування фторорганічних поверхнево-активних речовин в різних розчинниках і з різними регулюючими добавками, які називаються епіламом, а процес нанесення їх на поверхні – епіламуванням.

Епілам модифікує оброблювану поверхню не змінюючи її структуру, надаючи поверхні антифрикційних, антиадгезійних, гідрофобних, захисних та інших корисних властивостей. Сформована бар'єрна плівка витримує температуру до 400° С, не руйнується при ударних навантаженнях до 300 кг/мм² [5].

Механіка взаємодії ПАР з поверхнею твердого тіла виглядає таким чином: при обробці на поверхні формується шар орієнтованих молекул, що радикально міняють енергетичні властивості поверхні твердого тіла. Молекули, що закріплюються за рахунок сил хемосорбції, утворюють структури Ленгмюра у вигляді спіралей з осями, нормально спрямованими до поверхні матеріалу.

Спіралевидні молекули взмозі захоплювати електрони в тих місцях поверхні, де особливо висока електронна щільність, і, тим самим, «висаджуватися» на поверхню. Місця з підвищеною електронною щільністю утворюються на тих ділянках металевої поверхні, де є порушення кристалічної решітки. Молекули ПАР вступають у взаємодію з цими електронами, утворюючи спільну електронну структуру, що обумовлює особливо високе зчеплення покриття з поверхнею субстрату.

Інактивні присадки (Градис; АЛЛ–1,2; Моликот–А; Ресурс; Ремол–1; Деста–М; Гарант та ін.). Загальний недолік припрацювання деталей на маслах з інактивними присадками: характер поверхні під шаром присадки залишається незмінним і при використанні надалі чистого масла мікронерівності поверхні розкриваються і відшліфовуються. Ці присадки нерозчинні в маслах і випадають в осад при зберіганні й фільтрації [6].

Трібополімеризуючі присадки (ЭФ–357; ЭФ–262 і ін.) застосовують при холодному обкатуванні двигунів. Механізм дії цих присадок заснований на посиленні адгезійної взаємодії поверхонь, які припрацьовуються. Особливість цих присадок – висока притирочна ефективність при порівняно низькій температурі масла.

Хімічно-активні присадки (ОМ–2; ОКМ; ДК–8 та ін.) інтенсифікують хімічні процеси на робочих поверхнях деталей, що призводить до утворення шарів із продуктів хімічної взаємодії з металом, які розділяють контактуючі поверхні, тим самим, перешкоджаючи схоплюванню і задирам.

Розглянуті хімічно-активні присадки при всій їхній ефективності мають такі недоліки: токсичність; хімічну активність присадок при збільшенні навантаження й температури, що призводить до підвищеного корозійно-механічного зношування деталей; труднощі приготування в умовах ремонтного виробництва.

Присадка, що містить дисульфід молібдену (MoS_2), за даними [6], утворює на поверхнях тертя тонкі міцні плівки, які зменшують зношення при більших навантаженнях. Фірма «Дау Корнинг» рекомендує застосовувати дисульфід молібдену після 20 год роботи, тому що він сповільнює припрацювання деталей спряжень. Дисульфід молібдену не стабільний у маслі, особливо при потраплянні в нього води.

Огляд літературних джерел дозволяє намітити перспективні шляхи вирішення проблеми прискорення приробітки деталей гідравлічних агрегатів у період стендового обкатування.

Висновки.

1. Термін служби шестеренчастих насосів гідравлічних систем і їх міжремонтний ресурс залежить від якості припрацювання їх деталей у період післяремонтного обкатування. Прискорення припрацюваннядеталей можливо здійснити шляхом правильного вибору режимів обкатування гідроагрегатів, використанням нових технологій, застосуванням припрацювальних присадок.

2. Аналіз застосовуваних присадок для припрацювання деталей гідромашин після ремонту виявив найбільш перспективним використання комплексних присадок, що містять поверхнево-активні й хімічно активні речовини.

Література:

1. *Маликов, И.Л.* Повышение износостойкости деталей машин модифицированием поверхностей трения твердыми смазками: дисс. Доктора техн. наук: И.И. Маликов. - Могилев, 1988. – 463 с.
2. *Паніна В.В.* Підвищення зносостійкості гільз циліндрів двигунів/В.В, Паніна, Г.І. Дашивець. - Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: 2014. – Вип.4. – Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>. – С. 115-120.
3. *Паніна В.В.* Спосіб відновлення гільз циліндрів з використанням ФАБО/В.В, Паніна, Г.І. Дашивець. - Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип.5, Т.1. – Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/e-index.html>. – С. 52-57.
4. *Черкун В. Е.* Ремонт тракторных гидравлических систем/В. Е. Черкун. - М.: Колос, 1984 - 253 с.
5. *Наливайко В. Н.* Прогрессивный способ восстановления шестерен гидронасосов/В. Н. Наливайко, М. И. Черновол - Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1989, № 2, С. 48-50.
6. *Громаковский, Д.Г.* Многоцелевая антифрикционная противоизносная присадка «Стойкость»/Д.Г. Громаковский. - Самара, 1994. - 48 с.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ПОСЛЕРЕМОНТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ

Дидур В. В., Панина В. В., Вьюник О. В.

Аннотация – работоспособность и ресурс сельскохозяйственных машин в значительной степени определяются интенсивностью износа деталей трения. Опыт эксплуатации показывает, что 80-90% деталей машин выходят из строя из-за износа. Известно, что правильно выбрав материал и покрытие трибосоединений, можно значительно повысить износостойкость и долговечность узлов трения при эксплуатации. Оптимизация выбора покрытий узлов трения мобильных сельскохозяйственных машин является наиболее перспективным и экономичным путем повышения их работоспособности и ресурса.

Предлагается повышение долговечности шестеренных насосов гидравлических систем мобильных сельскохозяйственных машин и обеспечения работоспособности пар трения, за счет металлоплакирующих нанодисперсных присадок, в результате

которых увеличивается ресурс и эффективность использования шестеренчатых насосов.

Ключевые слова - шестеренные насосы, приработка, ФАБО, поверхностно-активные вещества, присадка, экспертная оценка, шероховатость, факторы.

METHOD OF IMPROVEMENT OF POST-REPAIR DURABILITY OF GEAR PUMPS

V. Didur, V. Panina, O. Viynik

Summary

The efficiency and resource of agricultural machines is largely determined by the intensity of wear of the friction parts. Operating experience shows that 80-90% of machine parts fail due to wear and tear. It is known that by properly selecting the material and the coating of the tribes, it is possible to significantly increase the wear resistance and durability of the friction units during operation. Optimizing the choice of friction units for mobile agricultural machines is the most promising and economical way to increase their efficiency and resource.

In the period of bench rolling it is necessary to reduce wear during the working-in period. This can be done by properly selecting the rolling modes of hydraulic transmissions of mobile machines, using new technologies that involve the use of surfactants for working out.

It is proposed to increase the longevity of gear pumps of hydraulic systems of mobile agricultural machines and to ensure the efficiency of friction pairs, due to metal-clad nanodispersed additives, which increases the resource and efficiency of the use of gear pumps.

The service life of gear pumps of hydraulic systems and their overhaul life depends on the quality of working of their parts in the period of after-repair run-in. The acceleration of the workpiece can be done by properly selecting the modes of rolling-in of hydraulic units, the use of new technologies, the use of working additives.

The analysis of used additives for working out hydraulic parts after repair has revealed the most promising use of complex additives containing surfactants and reactive substances.

Keywords - gear pumps, working out, FABO, surfactants, additive, expert judgment, roughness, factors.

УДК 631.363.283

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-118-129

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ГРАНУЛЯТОРА

Комар А. С., інженер,

Болтянська Н. І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – першочерговою задачею будь-якого агроінженерного дослідження є проблеми ресурсозбереження та зменшення негативного впливу на довкілля. Разом з тим розвиток агропромислового виробництва в Україні та світі на сучасному етапі не може відбуватися за критерієм забезпечення максимального прибутку в іншому випадку йому загрожує деградація. Операція пресування (в тому числі гранулювання) поряд з подрібненням є однією з найпоширеніших технологічних операцій у багатьох галузях промисловості та сільського господарства. Обладнання для гранулювання використовується не лише для приготування комбикормів для тварин і птиці, а здатне вирішити проблеми з енергозбереженням та утилізацією відходів рослинного та тваринного походження. В статі обґрунтовано необхідність аналізу технічних засобів для пресування та обрано схему грануляторів з плоскими матрицями сухого пресування. В процесі аналізу технічних засобів та конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів визначено, що сухий метод гранулювання вихідної сировини менш енергоємний, через відсутність обладнання для сушіння гранул. За результатами аналізу витискаючих грануляторів для формування гранул сухим методом виникає необхідність визначення найбільш оптимального компонування його складових частин. Означено, що основними кількісними показниками продуктивності пресу є параметри основних робочих органів обладнання. Описана будова конструктивно-технологічної схеми гранулятора з плоскою матрицею. Теоретично розраховані конструктивні параметри формуючих матриць. Наведено рівняння для визначення масової годинної продуктивності гранулятора. Наголошено на тому, що продуктивність гранулятора з плоскою матрицею визначається не лише конструктивно-технологічною схемою та геометричними параметрами робочих органів, але і швидкісними режимами

роботи, величиною подачі вихідної сировини та її насипною щільністю. У свою чергу на процес гранулювання впливають фізико-механічні властивості сировини: сипкість, в'язко-пластичні характеристики, пружно-деформаційні властивості при деформації тощо. Все це зумовлює необхідність врахування всіх сукупних чинників при проведенні розрахунку параметрів, що впливають на продуктивність грануляторів з плоскою матрицею.

Ключові слова – гранулятор, плоска матриця, конструктивно-технологічна схема, пресування, продуктивність, вихідна сировина, канал фільєри.

Постановка проблеми. Сьогодні першочерговою задачею будь-якого агроінженерного дослідження є проблеми ресурсозбереження та зменшення негативного впливу на довкілля. Разом з тим розвиток агропромислового виробництва в Україні та світі на сучасному етапі не може відбуватися за критерієм забезпечення максимального прибутку в іншому випадку йому загрожує деградація. Операція пресування (в тому числі гранулювання) поряд з подрібненням є однією з найпоширеніших технологічних операцій у багатьох галузях промисловості та сільського господарства [1-4]. Обладнання для гранулювання використовується не лише для приготування комбікормів для тварин і птиці, а здатне вирішити проблеми з енергозбереженням та утилізацією відходів рослинного та тваринного походження. Причому, чим вищі вимоги ставляться до вихідного продукту, зокрема до щільності, крихкості, тим технологічно досконалішими повинні бути відповідні технічні засоби. З огляду на це, важливим є підвищення продуктивності обладнання за рахунок аналізу робочих органів гранулятора та вдосконалення їх геометричних параметрів [5-7].

Аналіз останніх досліджень. Преси матричного типу в Україні та світі набули достатнього розповсюдження останні 10-20 років. Потужні гранулятори з використанням матриць кільцевого типу навіть випускались серійно (ОПК-2, ОПК-3). Вивченням і вдосконаленням процесів роботи матричних пресів займалися Фарбман Г.Я., Подколзін Ю.В., Ніколаєв Д.І., Некрашевич В.Ф. та ін. Дослідженням процесів пресування в грануляторах з кільцевими матрицями займалися Сафонов А.О., Поліщук В.Ю., Панов Є.І., Кириленко О.С., Ковріков І.Т. та ін., процеси роботи пресів з плоскими матрицями досліджували Попов А.М., Макаренко Д.А., Назаров В.І., Севостьянов М.В., Осокін А.В.[8-13]. В Україні вдосконаленням окремих вузлів та елементів матричних пресів займалися Дідух В.Ф., Батраченко О.В., Циганков І.Ю [14, 15]. Однак, актуальним та відкритим залишається питання

стосовно напрямів вдосконалення матричного обладнання для гранулювання зерновмісних сумішей та відходів життєдіяльності тварин і птиці в агропромисловому виробництві, яке потребує вирішення.

Формулювання цілей статті. Проаналізувати конструктивно-технологічну схему і параметри робочих органів гранулятора з плоскою матрицею. Обґрунтувати основні параметри, що впливають на продуктивність обладнання для гранулювання. Розрахувати геометричні параметри окремих робочих органів пресового обладнання. Визначити теоретичну продуктивність матричного гранулятора.

Основна частина. В Україні гранулятори широкого розповсюдження набули на комбикормових заводах, а також в тваринництві та птахівництві де їх використовують для приготування повноцінних гранульованих кормів. В світі щорічно заготовляють мільйони тон комбикормів. Для покращення придатності до транспортування та зниження його вартості, економічного використання складів для зберігання кормів, для збереження поживних речовин в кормах їх ущільнюють [16-18].

В процесі аналізу технічних засобів та конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів визначили, що сухий метод гранулювання вихідної сировини менш енергоємний, через відсутність обладнання для сушіння гранул. За результатами аналізу грануляторів витискаючого чого типу для формування гранул сухим методом виникає необхідність визначення найбільш оптимального компонування його складових частин. Для цього необхідно сформулювати критерій оптимізації.

Якщо гранулятори будуть формувати гранули за різними принципами, то їх енерговитрати будуть різними. Тому порівнюючи альтернативні схеми по їх продуктивності, можна випустити з поля зору відмінності в енергоємності виробництва. З цієї ж причини в порівняльній оцінці відкинули витискаючі гранулятори плунжерного, клинового і шестеренного впливу на вихідну сировину [14].

Обмежимося порівнянням схем матричних грануляторів, що відносяться до одного типу, інакше варіацій буде досить багато, що занадто ускладнить вибір. У нашому випадку оберемо вальцеві гранулятори витискаючого типу з плоскими матрицями.

Основним критерієм для порівняння при цьому можемо прийняти питому продуктивність пристроїв, тобто продуктивність гранулятора в перерахунку на одну одиницю корисної площі робочих елементів – матриць та прикочувальних роликів. Також необхідне обмеження по габаритах пристрою. Очевидно, що схеми з великими матрицями і досить великими прикочувальними роликми, відносяться

до обладнання, що мають вельми крупні габарити, тому їх також відкинемо.

Головними параметрами для теоретичного розрахунку приймаємо матриці і прикочувальні ролики, або параметри робочих органів. Гранулятори з плоскими матрицями можна розподілити на три групи: гранулятори з активною матрицею, гранулятори з активними прикочувальними роликами (рисунок 1) та гранулятори з активною матрицею і активними прикочувальними роликами. У першому випадку обертається матриця гранулятора, в другому – за допомогою привідного вала прикочувальні ролики перекочуються по нерухомій матриці, а у третьому – робочі органи гранулятора мають рухатися назустріч одне одному.

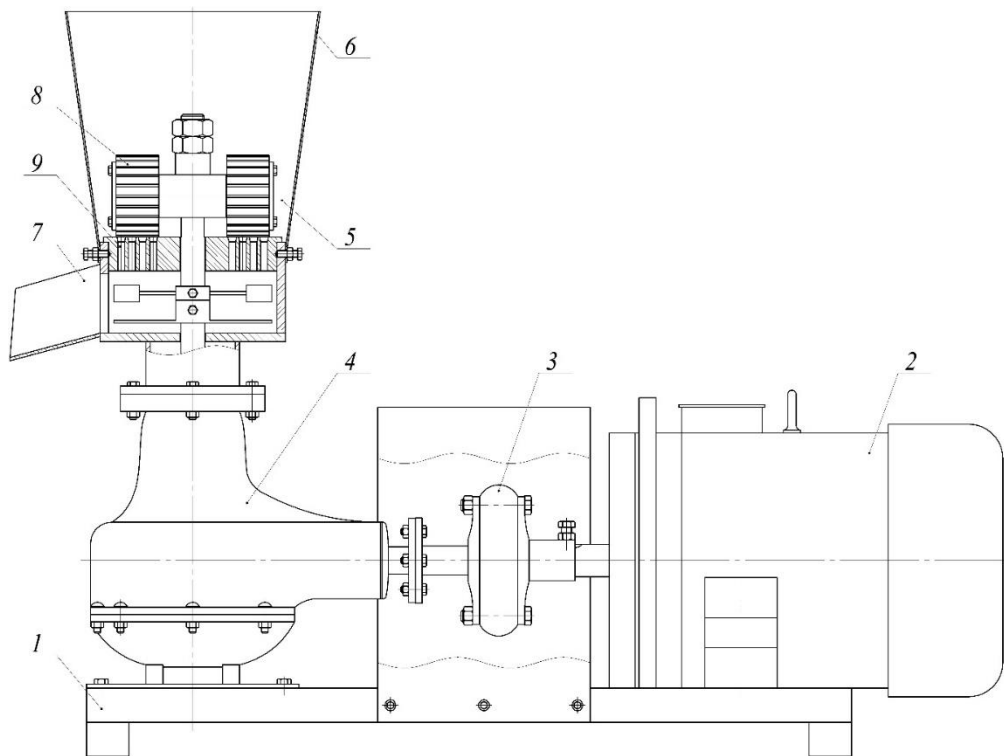


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема гранулятора з плоскою матрицею: 1 – рама; 2 – електродвигун; 3 – запобіжна муфта; 4 – редуктор; 5 – корпус; 6 – завантажувальна горловина; 7 – вивантажувальний патрубок; 8 – прикочувальні ролики; 9 – плоска матриця

Гранулятор з активними прикочувальними роликами складається з корпусу 5 з нерухомо встановленою в ньому перфорованою плоскою матрицею 9, двох рухомих прикочувальних роликів 8, які закріплені на вертикальному приводному валу за допомогою втулки з пружним елементом, горловини для завантаження вихідної сировини 6 і вивантажувального патрубку 7. Привод роликів гранулятора відбувається від електродвигуна 2 через редуктор 4 та запобіжну муфту

3. Прикочувальні ролики виконано у вигляді двох рухомих вальців з можливістю оперативного монтажу та демонтажу [6].

Схеми грануляторів з плоскою матрицею наведено на рисунку 2. Схема 2, а найчастіше реалізується в невеликих грануляторах і лабораторних установках, як найбільш проста у виготовленні. Схема 2, б застосовується в грануляторах комбікормів. Схеми 2, в і 2, г застосовуються, в основному, в промислових грануляторах великої продуктивності. Схеми 2, д і 2, е зустрічаються рідше, в основному в експериментальних лабораторних установках, складність їх виготовлення зумовлена наявністю подвійного приводу робочих органів.

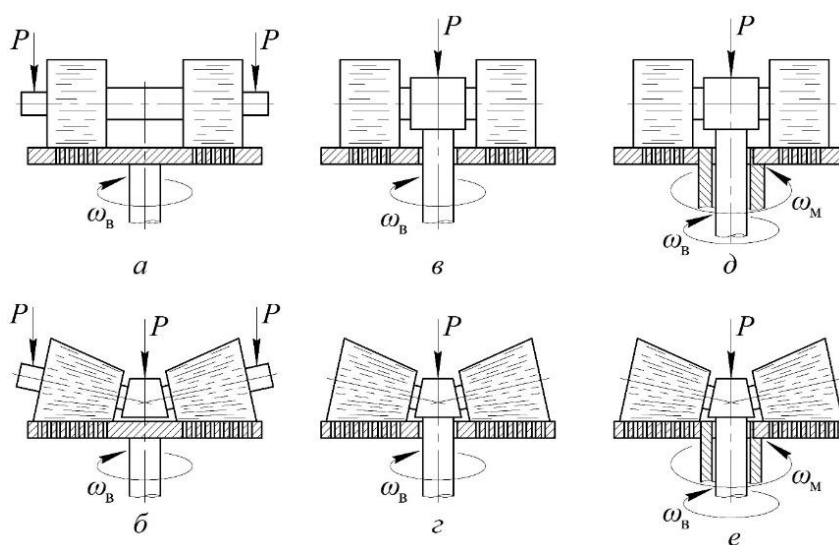


Рис. 2. Схеми грануляторів з плоскою матрицею:

a – з активною матрицею і циліндричними прикочувальними роликами;
б – з активною матрицею і конічними прикочувальними роликами; *в* – з активними циліндричними прикочувальними роликами; *г* – з активними конічними прикочувальними роликами;
д – з активною матрицею та активними циліндричними прикочувальними роликами; *е* – з активною матрицею та активними конічними прикочувальними роликами; ω_B – кутова швидкість приводного вала; ω_M – кутова швидкість плоскої матриці;
P – притискне зусилля, що забезпечує необхідний тиск на вихідну сировину при роботі гранулятора

Одним з найважливіших технологічних параметрів обладнання для гранулювання вихідної сировини (комбікорм, відходи рослинного та тваринного походження, залишки деревної промисловості тощо) є його продуктивність. Продуктивність обладнання для гранулювання визначається пропускною здатністю основного робочого елементу гранулятора – матриці [6, 10].

Уявивши «живий» переріз матриці в вигляді каналу, визначимо масу вихідної сировини, що проходить через нього за одиницю часу, тобто масову продуктивність, за рівнянням:

$$Q_m = \frac{m}{t} = \frac{V \cdot \rho_{\text{гр}}}{t}; \quad (1)$$

де m – маса сировини, що проходить через «живий» розріз матриці, кг;

t – час, год;

V – об'єм сировини, що проходить через «живий» розріз матриці, м³;

$\rho_{\text{гр}}$ – щільність сформованої гранули, кг/м³.

Вважаючи, що рух вихідної сировини по каналу фільтри (калібр матриці гранулятора) відбувається нерозривним потоком, справедливим буде вираз:

$$V = S_{\text{ф}} \cdot v'_{\text{пр}} \cdot z_{\text{ф}}; \quad (2)$$

де $S_{\text{ф}}$ – площа вихідного отвору фільтри, м²;

$v'_{\text{пр}}$ – середня швидкість проштовхування вихідної сировини по каналу фільтри, м/с;

$z_{\text{ф}}$ – кількість фільтер, шт.;

Тоді отримаємо:

$$Q_m = \frac{S_{\text{ф}} \cdot v'_{\text{пр}} \cdot z_{\text{ф}} \cdot \rho_{\text{гр}}}{t} \quad (3)$$

Інколи кількість фільтер може бути замінена коефіцієнтом використання робочої поверхні матриці ($k_{\text{вик}}$), який визначається відношенням активної площі, зайнятої фільтрами, до всієї робочої поверхні матриці:

$$k_{\text{вик}} = \frac{S_{\text{акт}}}{S_{\text{роб}}} = \frac{S_{\text{ф}} \cdot z_{\text{ф}}}{S_{\text{роб}}} \quad (4)$$

Враховуючи, що робоча поверхня плоскої матриці є кільцевою ділянкою, що обмежена радіусами R_K і R_L , (рис. 3, б; 3, в) з площею $S_{\text{роб}} = \pi \cdot (R_L^2 + R_K^2)$, площею вихідного перетину фільтри $S_{\text{ф}} = 0,25\pi \cdot D_{\text{ц}}^2$, діаметром фільтри $D_{\text{ц}}$ та шириною прикочувального ролика – $b_{\text{п.р.}}$, вираз (4) прийме вигляд:

$$k_{\text{вик}} = \frac{0,25\pi \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot z_{\text{ф}}}{\pi \cdot (R_L^2 + R_K^2)} = \frac{0,25 \cdot D_{\text{ц}}^2}{b_{\text{п.р.}} \cdot (R_L^2 + R_K^2)} \quad (5)$$

Звідки визначимо, що кількість фільтер $z_{\text{ф}}$ дорівнює:

$$z_{\text{ф}} = \frac{b_{\text{п.р.}} \cdot (R_L + R_K)}{0,25 \cdot D_{\text{ц}}^2} \cdot k_{\text{вик}} \quad (6)$$

Для плоских матриць провідних виробників коефіцієнт використання $k_{\text{вик}}$ знаходиться в межах від 0,2 до 0,5.

Важливе технологічне значення має параметр фільери D_K . Від його величини залежить кількість вихідної сировини, що потрапляє в канал фільери, ступінь його ущільнення, а також опір каналу продавлюванню і зв'язані з цим процесом енергетичні витрати. Крім цього D_K визначає складність і трудомісткість виготовлення плоскої матриці.

Параметри каналу фільери (рис. 3, а) зв'язані простим співвідношенням:

$$D_K = D_{\text{ц}} + L_K \cdot 2 \operatorname{tg} \beta \quad (7)$$

де L_K – довжина конічної ділянки каналу фільери, мм;

β – кут конічної частини каналу фільери, град.

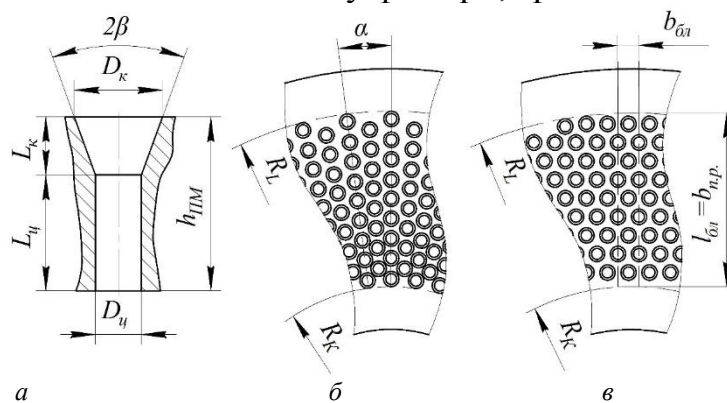


Рис. 3. Схема до розрахунків матриці:

a – параметри фільери з конічною вхідною частиною, *б* – радіальне розміщення фільер, *в* – шахове розміщення фільер

Середню швидкість прошовування вихідної сировини ($v'_{\text{пр}}$) визначимо як співвідношення величини переміщення спресованої порції сировини в каналі матриці за один оборот водила прикочувальних роликів до тривалості обороту по залежності:

$$v'_{\text{пр}} = \frac{h}{t_{\text{ц}}} \quad (8)$$

де h – висота шару сировини перед вдавненням в фільеру, м;

$t_{\text{ц}}$ – тривалість циклу пресування, с:

$$t_{\text{ц}} = \frac{1}{n_{\text{в}} \cdot z_{\text{п.р.}}} \quad (9)$$

де $n_{\text{р}}$ – частота обертання роликів, с^{-1} ;

$z_{\text{п.р.}}$ – кількість прикочувальних роликів

За тим, що шар вихідної сировини H , який стискається при гранулюванні ущільнюється з початкової насипної щільності ρ_0 до щільності готової гранули $\rho_{\text{гр}}$, висотою h , справедливо записати значення коефіцієнта ущільнення:

$$k_{\text{ущ}} = \frac{\rho_{\text{гр}}}{\rho_0} = \frac{H}{h} \rightarrow h = H \cdot \frac{\rho_{\text{гр}}}{\rho_0} \quad (10)$$

З урахуванням (10), отримаємо:

$$v'_{\text{пр}} = H \cdot \frac{\rho_{\text{гр}}}{\rho_0} \cdot z_{\text{п.р.}} \cdot n_{\text{в}} \quad (11)$$

Звідси бачимо, що швидкість проходження вихідної сировини через канал фільтри прямо пропорційна подачі H шихти в камеру гранулювання. Час перебування вихідної сировини в каналі визначає щільність отриманих гранул: короткий час – гранула має малу міцність, тривалий час – міцність гранули збільшена.

Масова годинна теоретична продуктивність Q_m (кг/год) гранулятора з плоскою матрицею при безперервній подачі вихідної сировини, з врахуванням отриманих залежностей, буде визначатися одним з наступних виразів:

$$Q_m = 0,218 \cdot 10^{-3} \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot H \cdot \rho_0 \cdot z_{\text{п.р.}} \cdot z_{\text{ф}} \cdot n_{\text{в}} \quad (12)$$

$$Q_m = 0,218 \cdot 10^{-3} \cdot b_{\text{п.р.}} \cdot (R_L + R_K) \cdot H \cdot \rho_0 \cdot z_{\text{п.р.}} \cdot k_{\text{вик}} \cdot n_{\text{в}} \quad (13)$$

Висновки.

Вищенаведені математичні вирази демонструють, що продуктивність гранулятора з плоскою матрицею визначається не лише конструктивно-технологічною схемою та геометричними параметрами окремих робочих органів, але і швидкісними режимами роботи, величиною подачі вихідної сировини та її насипною щільністю. У свою чергу, на процес гранулювання впливають фізико-механічні властивості вихідної сировини: сипкість, в'язко-пластичні характеристики, пружно-деформаційні властивості при деформації тощо. Все це зумовлює необхідність врахування всіх сукупних чинників при проведенні розрахунку параметрів, що впливають на продуктивність грануляторів з плоскою матрицею.

Література:

1. *Болтянський О.В.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції /*О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2015. – Вип. 212, ч. 1. – С. 275-283.
2. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т. 5. – С. 245-251.
3. *Болтянська Н.І.* Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві /

Н.І. Болтянська // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16. Т.2. – С. 153-159.

4. *Щербина В.И.* Ресурсосберегающие процессы гранулирования и брикетирования кормов шестеренными прессами: дис... д-ра техн. наук: 05.20.01. – зерноград, 2004. – 376 с.

5. *Скляр О.Г.* Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник / *О.Г. Скляр.* – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.

6. *Мілько Д.О.* Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гранулятора з нерухою матрицею / *Д.О. Мілько, Ю.П. Рогач, А.С. Комар* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Проблеми надійності машин. – Вип. 192. - Харків: ХНТУСГ, 2018.-С. 202-209.

7. *Болтянська Н.І.* Аналіз конструкцій шестеренних пресів-грануляторів / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник ТДАТУ.– Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип.8. Т.2. – С. 29-43.

8. *Boltyanska N.* Ways to Improve Structures Gear Pelleting Presses / *N. Boltyanska* // ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow, 2018. – Vol. 18. No 2. – P. 23-29.

9. *Болтянська Н.І.* Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів / *А.С. Комар, Н.І. Болтянська* // Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018.– Вип.8. Т.2. – С. 44-56.

10. *Осокин А.В.* Анализ конструкционно-технологических параметров формующих матриц пресс-валковых экструдеров / *А.В. Осокин* // IX международная научно-практическая конф. студ., асп. и мол. уч. «Молодежь и научно-технический прогресс» (г. Губкин, 14 апреля 2016 г.): сб. трудов. Губкин, 2016. С. 95–100.

11. *Комар А.С.* Розробка конструкції преса-гранулятора для переробки пташиного посліду / *А.С. Комар* // Зб. наукових-праць Міжн. наук.-практ. конф. «Актуальні питання розвитку аграрної науки в Україні». – Ніжин, 2019. – С. 84-91.

12. *Комар А.С.* Аналіз переваг та недоліків штемпельних пресів / *А.С. Комар* // Збірник тез доповідей II Міжн. наук.-практ. конф. «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку». НУБіП України. – Київ. 2019. – С. 75-76. Мілько, патент

13. *Комар А.С.* Переробка пташиного посліду на добриво шляхом його гранулювання / *А.С. Комар*// Тези V Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва». – Умань, 2019.– С. 18-20.

14. *Братішко В.В.* Механіко-технологічні основи приготування повнораціональних комбікормів гвинтовими грануляторами: дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. – Глеваха: 2017. – 322 с.

15. *Болтянська Н.І.* Обґрунтування шляхів вдосконалення процесу гранулювання у прес-грануляторах з кільцевою матрицею / *Н.І. Болтянська, А.С. Комар* // Вісник Харківського національного університету с. г. ім. П. Василенка: Наукове фахове видання. – Вип.199.-Харків: 2019.-С. 176-185.

16. *Комар А.С.* Доцільність гранулювання і брикетування кормів для тварин і птиці / *А.С. Комар* // Матеріали VII-ї Науково-технічної конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві» (5-28 грудня 2018 року). – Глеваха, 2019. – С. 47-49.

17. *Болтянська Н.І.* Напрями удосконалення робочого процесу вальцово-матричних прес-грануляторів / *А.С. Комар, Н.І. Болтянська* // Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції: мат. Міжн. наук.-практ. форуму. ТДАТУ ім. Дмитра Моторного. – Мелітополь, 2019. – Частина 1. – С. 33-36.

18. *Скляр О.Г.* Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник / *О.Г. Скляр*. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2018. – 380 с.

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГРАНУЛЯТОРА

Комар А. С., Болтянская Н. И.

Аннотация - первоочередной задачей любого агроинженерного исследования являются проблемы ресурсосбережения и снижения негативного воздействия на окружающую среду. Вместе с тем развитие агропромышленного производства в Украине и мире на современном этапе не может происходить по критерию обеспечения максимальной прибыли в противном случае ему грозит деградация. Операция прессования (в том числе гранулирования) наряду с измельчением является одной из самых распространенных технологических операций во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. Оборудование для гранулирования используется не только для приготовления комбикормов для животных и птицы, а способно решить проблемы с энергосбережением и утилизацией отходов растительного и животного происхождения. В статье обоснована необходимость анализа технических средств для прессования и выбрана схема грануляторов с плоскими матрицами сухого прессования. В процессе анализа технических средств и

конструкций прессов для приготовления кормовых гранул и топливных брикетов определено, что сухой метод гранулирования исходного сырья менее энергоемкий, из-за отсутствия оборудования для сушки гранул. По результатам анализа выжимных грануляторов для формирования гранул сухим методом возникает необходимость определения наиболее оптимального компоновки его составных частей. Отмечено, что основными количественными показателями производительности пресса является параметры основных рабочих органов оборудования. Описана конструктивно-технологическая схема гранулятора с плоской матрицей. Теоретически рассчитаны конструктивные параметры формирующих матриц. Приведены уравнения для определения массовой часовой производительности гранулятора. Акцентируется на том, что производительность гранулятора с плоской матрицей определяется не только конструктивно-технологической схемой и геометрическими параметрами рабочих органов, но и скоростными режимами работы, величиной подачи исходного сырья и его насыпной плотностью. Также, на процесс гранулирования влияют физико-механические свойства сырья: сыпучесть, вязко-пластичные свойства, упруго-деформационные свойства при деформации и тому подобное. Все это предопределяет необходимость учета всех совокупных факторов при проведении расчета параметров, что влияют на производительность грануляторов с плоской матрицей.

Ключевые слова - гранулятор, плоская матрица, конструктивно-технологическая схема, прессования, производительность, исходное сырье, канал фильеры.

SUBSTANTIATION OF THE MAIN PARAMETERS AFFECTING THE PRODUCTIVITY OF THE GRANULATOR

Komar A., Boltianska N.

Summary

The primary task of any agroengineering research is the problem of resource saving and reducing the negative impact on the environment. At the same time, the development of agricultural production in Ukraine and the world at the present stage cannot take place according to the criterion of ensuring maximum profit, otherwise it will be degraded. The pressing operation (including granulation) along with grinding is one of the most common technological operations in many industries and agriculture. Pelletizing equipment is used not

only for the preparation of animal feed for animals and poultry, but is also able to solve problems with energy conservation and disposal of plant and animal waste. Need for analysis of technical means for pressing is grounded in the article and the diagram of granulators with flat dry pressing matrices is selected. In the process of analyzing the technical means and designs of presses for the preparation of feed pellets and fuel briquettes, it was determined that the dry method of granulating the feedstock is less energy-intensive due to the lack of equipment for drying the pellets. According to the results of the analysis of squeezing granulators for the formation of granules by the dry method, it becomes necessary to determine the most optimal layout of its components. The main quantitative indicators of the productivity of the press is the parameters of the main working bodies of the equipment. The constructive and technological diagram of flat matrix granulator is described. Constructive parameters of the forming matrices are theoretically calculated. Equations for determination mass hourly productivity of granulator is presented. It was noted that the productivity of a flat matrix granulator is determined not only by the constructive and technological diagram and geometric parameters of the working elements, but also by the high-speed operating modes, the feed rate of the feedstock and its bulk density. Also, the physical and mechanical properties of the raw material influence the granulation process: flowability, viscous-plastic properties, elastic-deformation properties during deformation and others. All this makes it necessary to take into account all cumulative factors when calculating the parameters, which affect the productivity of flat matrix granulators.

Keywords - granulator, flat matrix, structural and technological scheme, pressing, productivity, feedstock, die channel.

УДК 631.171.075.3

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-130-139

АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ТА УМОВ СПІКАННЯ АЛМАЗНО-МЕТАЛЕВИХ КОМПОЗИЦІЙ З УРАХУВАННЯМ ОПТИМАЛЬНОГО ПОЄДНАННЯ КОМПОНЕНТІВ В АЛМАЗОНОСНОМУ ШАРІ ШЛІФУВАЛЬНИХ КРУГІВ

Сушко О. В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Тел. (061) 42-13-54

Анотація – в статті наведений аналіз структури та умов спікання алмазно-металевих композицій з урахуванням оптимального поєднання компонентів в алмазноносному шарі спечених шліфувальних кругів.

Показано, що найважливішим фактором, що забезпечує працездатність алмазних шліфувальних кругів, є цілісність зерен, що їх складають. Доведено, що в експлуатацію потрапляють шліфувальні круги з характеристиками, які суттєво відрізняються від наведених в маркуванні. Тобто, такі круги не можуть реалізовувати очікувані показники алмазної абразивної обробки. З метою визначення умов, які забезпечують мінімальне руйнування алмазних зерен в процесі спікання кругів, досліджений процес виготовлення алмазних шліфувальних кругів на металевій зв'язці методом порошкової металургії. Визначені основні характеристики алмазноносного шару, які визначають його експлуатаційні властивості: марка алмазу, зернистість алмазного порошку, концентрація, марка зв'язки, її фізико-механічні та хімічні властивості. Розглянуті особливості етапів отримання інструменту: брикетування, спікання та гарячої допресовки з урахуванням оптимального вибору температури, що дозволяє знизити вихідну дефектність алмазних зерен та підвищити міцність та зносостійкість металеві композиції в цілому.

Ключові слова – синтетичні надтверді матеріали, абразивний інструмент, шліфувальні круги, алмазні зерна, шліфувальні порошки, металева зв'язка, алмазно-металеві композиції.

Постановка проблеми. Застосування синтетичних надтвердих матеріалів (НТМ) у різноманітних галузях народного господарства є

визначальним фактором вдосконалення вже існуючих та створення нових інструментів та інструментальних матеріалів, а також технологічних процесів, зниження собівартості продукції, покращення її якості, підвищення довговічності та надійності інструментів, деталей машин та приладів. Однак, залишається актуальною проблема ефективності обробки цих матеріалів.

Алмазне шліфування як традиційний процес обробки НТМ є дорогим та низькопродуктивним, часто характеризується нестабільною якістю оброблюваних виробів. Окрім того, інструмент, який при цьому застосовується, відрізняється високою витратою високо-вартісних алмазних зерен в процесі експлуатації. Існуючі марки зв'язок, які застосовуються в алмазних кругах, суттєво розрізняються за своїми властивостями міцності. Наприклад, тільки металеві зв'язки мають доволі широкий діапазон міцності від алюмінієвих до твердо-сплавних. Таким же широким діапазоном міцності характеризуються властивості алмазних шліфувальних порошоків [1, 2].

Методологія вибору оптимального поєднання властивостей міцності алмазних зерен та металеві зв'язки стосовно обробки конкретного оброблюваного матеріалу практично відсутня. Існуючі в літературі рекомендації щодо застосування тих чи інших алмазних зерен та металевих зв'язок носять доволі загальний характер та мають дуже великі діапазони. Такі рекомендації, з урахуванням високої вартості алмазних зерен (які можуть відрізнятися у сотні разів у залежності від марки зерна), призводять до низької ефективності їх використання та високої собівартості процесу алмазного шліфування, що суттєво стримує його застосування в процесах обробки [3].

Аналіз останніх досліджень. У даний час в Україні є декілька сотень марок зв'язок, які застосовуються в алмазних кругах. Ці зв'язки суттєво відрізняються за своїми властивостями міцності. Наприклад, лише металеві зв'язки мають доволі широкий діапазон міцності від алюмінієвих (ПМ12) до твердо-сплавних (ВК8). Таким же широким діапазоном характеризуються властивості міцності алмазних шліфпорошків від АС2 до АС160.

Як показують дослідження, не завжди обґрунтоване призначення рівня концентрації алмазних зерен в алмазних кругах призводить до нераціонального їх використання. Традиційна концентрація алмазних зерен (25, 50, 100, 150, 200 %), яка застосовується в існуючих алмазних кругах, що випускаються, потребує значного уточнення. При цьому повинна вирішуватися задача оптимального поєднання властивостей міцності металеві зв'язки та алмазних зерен з точки зору збереження їх цілісності в процесі спікання алмазних кругів.

При виготовленні деталей з крихких неметалевих матеріалів основними процесами для отримання якісних поверхонь є шліфування

та полірування за допомогою абразивних порошоків у вільному та зв'язаному станах. Забезпечення ефективності про-цесу формоутворення виробів в кожному конкретному випадку можливе, якщо з'ясовані фізичні аспекти процесу руйнування крихких матеріалів при абразивній обробці [4]. Процес лезвійної обробки загартованих сталей різцями з НТМ завдяки високій якості є конкурентоздатним абразивній обробці. Багатократні переваги утворюються за рахунок меншого технологічного часу, значного скорочення циклу обробки деталей при одночасному збільшенні швидкості обробки, зменшенні шорсткості поверхні та значному збільшенні зносостійкості інструменту [5].

Більшість дослідників схиляється до переваги використан-ня для вивчення та описання процесів руйнування крихких неметалевих матеріалів (зокрема, і при абразивній обробці) кінетичної теорії руйнування. Руйнування тіла є складним про-цесом, розвиток якого залежить від температури, швидкості навантаження, характеру напруженого стану, структури тіла, навколишнього середовища і т. ін. [6, 7].

Так, при фінішній обробці (полірування, доводка) переважаючим при руйнуванні буде термофлуктуаційний механізм розриву зв'язків. У разі силового шліфування (чорнові та напівчистові операції обробки конструкційних матеріалів, що супроводжуються зняттям значного припуску) процес руйнування матеріалу при формоутво-ренні можна умовно вважати таким, який здійснюється за рахунок виникнення та розвитку магістральних тріщин під дією механічних сил (сил різання). Формування в обробленому матеріалі так званого дефектного шару є наслідком порушення суцільності матеріалу при різанні, розвитку та перетину мікротріщин. Виходячи з основних положень теорій руйнування, глибина поширення цих тріщин буде залежати від ступеня напружено-деформованого стану в обробленому тілі та визначається енергетичними умовами процесу обробки [8].

Раніше в роботах [9,10,11] нами проаналізовано основні властивості та галузі використання існуючих шліфувальних порошоків та металевих зв'язок, що застосовуються для виготовлення алмазних кругів; розглянуті основні теорії руйнування крихких матеріалів; досліджена рекуперация алмазних зерен з алмазоносного шару круга та обрана раціональна методика вимірювання їх якості та розмірів. Однією з необхідних умов вирішення цієї проблеми слід вважати також дослідження процесу спікання алмазно-металевих композицій (з точки зору визначення умов максимального збереження цілісності зерен та можливості виявлення оптимального поєднання марок, зернистостей, концентрацій алмазних порошоків з типом металевої зв'язки), яке забезпечило б мінімальну дефектність спечених шліфувальних кругів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Робота присвячена аналізу структури та умов спікання алмазно-металевих композицій з урахуванням оптимального поєднання компонентів в алмазоносному шарі спечених шліфувальних кругів.

Основна частина. Якість роботи алмазного абразивного інструменту може змінюватися в залежності від властивостей оброблюваного матеріалу, режимів експлуатації, але вирішальне значення має його конструкція, склад та якість алмазного порошку. Причому, технологічний спосіб формування структури алмазоносного шару істотно впливає на властивості готового інструменту, порівняно з властивостями компонентів, які використовуються при його виготовленні.

Одним з найважливіших показників, які забезпечують працездатність алмазних шліфувальних кругів, є цілісність зерен, що їх складають. Якщо зерна руйнуються, то в експлуатацію потрапляють шліфувальні круги з характеристиками, які суттєво відрізняються від наведених в маркуванні. Фактичний розмір зерен після спікання може у даному випадку бути у два або навіть більше разів менший розміру, який відповідає зернистості, що вказана на крузі [9]. Тоді й об'єм зішліфованого одиничним зерном матеріалу, і критична величина впровадження зерен у зв'язці, й умови їх утримання в ній будуть відрізнятися від аналогічних параметрів для кругів зі стандартними характеристиками. Тобто, такі круги не можуть реалізовувати очікувані показники алмазної абразивної обробки.

Параметрами, що значною мірою впливають на цілісність алмазних зерен, є технологічні особливості виготовлення кругів, а також вибір оптимального складу композиції, що підлягає спіканню. З метою визначення умов, які забезпечують мінімальне руйнування алмазних зерен в процесі спікання кругів, були проведені дослідження процесу виготовлення алмазних шліфувальних кругів на металевій зв'язці.

Алмазно-металеві композиції, з яких складається робочий шар шліфувальних кіл на металевих зв'язках, є різновидом композиційних матеріалів, які являють собою поєднання різнорідних компонентів з чіткою границею розділу: частинки алмазного порошку рівномірно розподілені та міцно закріплені в суцільній металевій матриці (зв'язці).

Головними характеристиками алмазоносного шару, які визначають його експлуатаційні властивості, які необхідно враховувати та задавати при виборі інструменту в залежності від властивостей оброблюваного матеріалу та умов обробки, є марка алмазу, зернистість алмазного порошку, концентрація, марка зв'язки, її фізико-механічні та хімічні властивості.

Марка алмазного порошку визначається його працездатністю та ефективністю при виконанні того чи іншого виду обробки. Так як різальні властивості алмазно-абразивного інструменту покращуються зі збільшенням їх розміру, а чистота обробки покращується зі зменшенням їх розмірів, зернистість алмазного порошку є важливою характеристикою інструменту, правильність вибору якої визначає ефективність застосування інструменту [8].

Основним призначенням зв'язки є забезпечення необхідної міцності закріплення зерен алмазу в інструменті. Її властивості значною мірою визначають працездатність алмазного шліфувального круга (кола), її вибір залежить від властивостей оброблюваного матеріалу, вимог до продуктивності та якості обробки, а також до стійкості круга. Кола на металевих зв'язках володіють найбільш високими міцністю та зносостійкістю, які можуть доволі у широких межах регулюватися властивостями компонентів, які входять у зв'язку. Склад металевих зв'язок різноманітний, та в залежності від нього, забезпечується відповідна ступінь міцності закріплення зерен в алмазоносному шарі.

Концентрація алмазного порошку в інструменті з-за високих абразивних якостей алмазу у середньому складає 25 % об'єму. Її визначають у залежності від властивостей оброблюваного матеріалу та вимог щодо продуктивності та якості обробки, але також вона залежить від зернистості круга, виду зв'язки та режиму роботи.

Усі перераховані характеристики алмазного шліфувального кола взаємопов'язані та в комплексі обумовлюють працездатність та властивості інструменту, в зв'язку з чим їх вибір є складною задачею: призначаючи кожен з них, необхідно враховувати їх вплив один на одного та на властивості інструменту в цілому.

Отримують алмазно-металеві композиції в основному методом порошкової металургії. Алмази змішують з шихтою зв'язки, яка виготовлена з порошоків металів, твердих сплавів, тугоплавких з'єднань та інших речовин. Технологія виготовлення алмазних шліфувальних кругів на металевих зв'язках включає брикетування алмазоносного шару, його спікання при температурі $T = (0,7 \div 0,8) \cdot T_{нл}$ основного компонента зв'язки та ущільнення при тієї ж температурі до безшпаристого стану [8,10], в результаті чого здійснюються фізичні та структурні зміни, підвищується міцність композицій.

Температури (500-850 °С), при яких здійснюється спікання, як правило, обмежуються термостійкістю алмазу та жароміцністю матеріалу прес-форм, тому при нагріванні протягом 1 години (звичайне нагрівання) окислення алмазів в брикеті невелике. Однак, композиції, що містять більш тугоплавкі з'єднання, для отримання високоякісного інструменту спікаються в спеціальних печах у вакуумі або в захисному

інертному середовищі чи середовищі водню. Тиск брикетування, при якому отримують міцні брикети зі шпаристістю не вище 15-20 %, для більшості металевих зв'язок складає 200-400 МПа [8]. Для зниження тиску брикетування та спікання у деяких випадках виконують в одній прес-формі. У цьому випадку тиск пресування може бути знижено до 50-150 МПа [2]; однак, це може ускладнити конструкцію прес-форм, знизити їх стійкість, підвищити металоємність та трудомісткість виготовлення. Тому за такою схемою виготовляють малими партіями тільки фасонні та спеціальні інструменти.

Гарячу допресовку проводять після спікання з метою ущільнення алмазоносного шару до необхідних розмірів, це дозволяє також підвищити міцність закріплення алмазів та зносостійкість композиції в цілому. Вибір температури допресовки враховує можливість появи рідкої фази, окислення зв'язки та алмазів, стійкість матеріалу прес-форм. Так, температура ущільнення зв'язок на основі мідь-алюміній-цинк знаходиться в інтервалі 750-870 °К, на основі мідь-олово-цинк – в межах 820-1020 °К, на основі залізо-кобальт-нікель – до 1100°К. Тиск гарячої допресовки складає 70-300 МПа [6].

Високотемпературні композиції на основі хрому, карбиду вольфраму, боридів та інших тугоплавких матеріалів, які володіють дуже малою пластичністю при 20°С, пресують гарячим способом у графітових прес-формах при одночасному спіканні. Високі температури (до 1500-1800 °К), які близькі до температур плавлення основного компоненту зв'язки, дозволяють при невеликих значеннях тиску (125-50 МПа) отримувати безшпаристі композиції. Висока продуктивність та стабільність властивостей, які отримують гарячим пресуванням обмежуються необхідністю використання разових графітових прес-форм, низькою точністю та високими температурами нагрівання.

Як показує виробничий досвід, у прес-формі не забезпечуються умови гідростатичності, що при тиску 300-400 МПа призводить до механічного дроблення алмазних зерен, вміст основної фракції порошку може зменшитися на 10-17 %. Температури спікання також негативно впливають на цілісність алмазних зерен, оскільки деякі з них є температурами початку окислення алмазу. Процес окислення в залежності від часу витримки може значно знизити міцність алмазних зерен та полегшити появу в них тріщин чи безпосередньо дроблення. Нагрівання до температур спікання призводить до розширення включень металу-розчинника, які зберігаються в алмазі після синтезу; внутрішній тиск, який при цьому створюється в зерні, викликає їх руйнування. В залежності від будь-якого способу спікання незруйнованими залишаються 10-40 % зерен композиційних алмазовмістких матеріалів [11].

Таким чином, на відміну від існуючих уявлень про структуру алмазоносного шару шліфувальних кругів як досконалу, можна стверджувати, що вона містить вихідну дефектність у вигляді ушкоджених алмазних зерен. З метою визначення умов, які б знизили цю дефектність, були проведені теоретичні дослідження процесу спікання алмазоносного шару.

Висновки.

Таким чином, на відміну від існуючих уявлень про структуру алмазоносного шару шліфувальних кругів як досконалу, можна стверджувати, що вона містить вихідну дефектність у вигляді ушкоджених алмазних зерен. В експлуатацію потрапляють шліфувальні круги з характеристиками, які суттєво відрізняються від наведених у маркуванні. Особливості порошків (підвищена міцність, висока ізометричність, переважно гладкі грані кристалів та ін.) обумовлюють необхідність створення нових зв'язок, які забезпечили б надійне утримання зерен в інструменті, а також проведення досліджень з вибору оптимальних складів зв'язок. Аналіз структури та умов брикетування, спікання та допресовки є основою подальших досліджень напружено-деформованого стану процесу спікання з метою підвищення ефективності процесу алмазного шліфування.

Література:

1. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей / А.Л. Ардамацкий. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1978. – 232 с.
2. ДСТУ 3292-95. Порошки алмазні синтетичні. Загальні технічні умови. – 2007. – 17 с.
3. Механика разрушения и прочность материалов. Спр. пособ. в 4-х томах (под ред. В.В. Панасюка). – Киев: Наукова думка, 1988, т.3.
4. Griffith A.A. The phenomenon of rupture and flow in solids / A.A. Griffith // Phil. Trans. Roy. Soc., ser. A. – 2000, V.221. – P.163-198.
5. Си Г. Математическая теория хрупкого разрушения / Г.Си, Г. Либовиц // Разрушение. – М.: Мир, т. 2, 1975. – с. 13-82.
6. Журков С.Н. Кинетическая концепция прочности твердых тел (Термофлуктуационный механизм разрушения) / С.Н. Журков // Вестник АН СССР. – М. – 1978, 3№. – с. 46-52.
7. Новиков Н.В. Сопротивление разрушению сверхтвердых композиционных материалов / Н.В Новиков, А.Л. Майстренко, В.Н. Кулаковский. – Киев: Наук. думка, 2003. – 220 с.
8. Лоладзе Т.Н, Износ алмазов и алмазных кругов / Т.Н. Лоладзе, Г.В. Бокучава – М.: Машиностроение, 1967. – 112 с.8. Сушко О.В. Аналіз властивостей алмазних зерен в абразивних інструментах / О.В. Сушко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, ТДАТУ, 2017. – Вип. 17, Т. 2. – с. 177-181.

9. Тарасенко В.В., Сушко О.В. Аналіз існуючих теорій руйнування крихких матеріалів / В.В. Тарасенко, О.В. Сушко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, ТДАТУ, 2016. – Вип. 16, Т. 2. – с.131-139.

10. Сушко О.В. Методика рекуперації алмазного порошку з алмазоносного шару шліфувальних кругів. / О.В. Сушко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, ТДАТУ, 2017. – Вип. 18, Т. 3. – с. 117-124.

11. O. Sushko, S. Kiurchev and oth. Grains Dynamic Strength Determination and the Optimal Combination of Components of a Diamondiferous Layer of Grinding Wheels / Sushko O // Modern Development Paths of Agricultural Production. Trend and Innovations. – Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, 2019. – p. 259-266.

АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ И УСЛОВИЙ СПЕКАНИЯ АЛМАЗНО-МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОМПОЗИЦИЙ С УЧЕТОМ ОПТИМАЛЬНОГО СОЧЕТАНИЯ КОМПОНЕНТОВ В АЛМАЗОНОСНОМ СЛОЕ ШЛИФОВАЛЬНЫХ КРУГОВ

О. Сушко

Аннотация – в статье приведен анализ структуры и условий спекания алмазно-металлических композиций с учетом оптимального сочетания компонентов в алмазоносных слое спеченных шлифовальных кругов. Отмечено, что важнейшим фактором, обеспечивающим работоспособность алмазных шлифовальных кругов, является целостность входящих в них зерен. Показано, что в эксплуатацию попадают шлифовальные круги с характеристиками, которые существенно отличаются от приведенных в маркировке. То есть, такие круги не могут реализовывать ожидаемые показатели алмазной абразивной обработки.

С целью определения условий, обеспечивающих минимальное разрушение алмазных зерен в процессе спекания кругов, исследован процесс изготовления алмазных шлифовальных кругов на металлической связке методом порошковой металлургии. Определены основные характеристики алмазоносного слоя, определяющие его эксплуатационные свойства: марка алмаза, зернистость алмазного порошка, концентрация, марка связки, ее физико-механические и химические свойства. Рассмотрены особенности этапов получения инструмента: брикетирования, спекания и горячей допрессовки с учетом оптимального выбора температуры, что позволяет снизить

исходную дефектность алмазных зерен и повысить прочность и износостойкость металлической композиции в целом.

Ключевые слова - синтетические сверхтвердые материалы, абразивный инструмент, шлифовальные круги, алмазные зерна, шлифовальные порошки, металлическая связка, алмазно-металлические композиции.

ANALYSIS OF THE STRUCTURE AND SINTERING CONDITIONS OF DIAMOND-METAL COMPOSITIONS, TAKING INTO ACCOUNT THE OPTIMAL COMBINATION OF COMPONENTS IN DIAMOND-CUTTING LAYERS OF GRINDING WHEELS

O. Sushko

Summary

The use of synthetic superhard materials (SHM) in various sectors of the economy is a determining factor for improving existing and creating new tools and instrumental materials, as well as technological processes, reducing production costs, improving their quality, and increasing the service life of machine parts and tools. However, there remains the problem of increasing the processing efficiency of these materials.

Diamond grinding as a traditional SHM machining process is expensive and low-productive, often characterized by the unstable quality of the products being machined. Existing brands of binder and diamond grinding powders used in diamond wheels differ significantly in their strength properties. The recommendations in the literature for the use of diamonds and metallic bonds are quite general and have very wide ranges. Such recommendations, given the high cost of diamond grains (which can vary hundreds of times depending on the brand of grain), lead to low efficiency of their use and high cost of the diamond grinding process, which significantly impedes its use in the processing process.

The article analyzes the structure and conditions of sintering of diamond-metal compositions, taking into account the optimal combination of components in the diamond layer of sintered grinding wheels. It is shown that the most important factor in ensuring the performance of diamond grinding wheels is the integrity of the grains that make them. It is proved that grinding wheels with characteristics that differ significantly from those given in the marking come into

operation. That is, such circles cannot meet the expected performance of diamond abrasive machining.

To determine the conditions that ensure the minimum destruction of diamond grains during sintering of the wheels, we studied the process of manufacturing diamond grinding wheels on a metal binder by powder metallurgy. The basic characteristics of the diamond-bearing layer are determined, which determine its performance properties: diamond brand, grain of diamond powder, concentration, bond brand, its physics-mechanical and chemical properties. The features of the stages of obtaining the tool are considered: briquetting, sintering and hot pressing, taking into account the optimal temperature choice, which allows reducing the initial defect of diamond grains, increase the strength and durability of the metal composition as a whole.

Keywords are synthetic superhard materials, abrasive tools, grinding wheels, diamond grains, grinding powders, metal bonding, diamond metal compositions.

637.11:636.2.082

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-140-149

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ СТИМУЛЯЦІЇ ВИМЕНІ

Болтянська Н. І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – молочне скотарство на сучасному етапі розвитку тваринництва серед чисельної низки галузей посідає провідне місце в забезпеченні продовольчої безпеки України. Пріоритетним завданням фахівців і вчених, зайнятих у молочній галузі, для стабільного забезпечення населення молочними продуктами, є створення спеціалізованих молочних комплексів з виробництва молока, де технологія його виробництва, машини та обладнання відповідали б сучасному європейському рівню і забезпечували отримання високоякісного й прибуткового молока. Машинне доїння – один із найскладніших виробничих процесів на молочних фермах і промислових комплексах. Ефективність цього технологічного процесу залежить від низки чинників, пов'язаних з фізіологічним станом тварини. На частку цього процесу припадає близько 50 % загальних трудових витрат з обслуговування корів. Машинне доїння полегшує працю операторів і підвищує їх продуктивність у декілька разів, дає змогу отримати чисте, високоякісне молоко при низькій його собівартості. Але, незважаючи на широке поширення машинного доїння, нерідко воно виявляється неефективним, призводить до зниження продуктивності тварин, захворювання вимені і погіршення якості молока. Дослідження процесу механічної стимуляції вимені і визначення залежності рівня окситоцину і молоковіддачі від наявності переддоїльної стимуляції показує, що від проведення переддоїльної стимуляції перед доїнням протягом однієї хвилини отримуємо наступний ефект: молоковіддача почалася одразу у момент «0». Це означає відсутність затримки молоковіддачі між надходженням молока з цистерн і надходженням молока з альвеол. Механічна стимуляція молоковіддачі сприяє повнішому спорожненню вимені і збільшенню продуктивності корів, дозволяє стабільніше готувати вим'я до доїння і збільшити продуктивність доїльної установки на 10,4%.

**Ключові слова – молочне скотарство, доїння, рецептори
молоковіддача, переддоїльна стимуляція.**

Постановка проблеми. Молочне скотарство на сучасному етапі розвитку тваринництва серед чисельної низки галузей посідає провідне місце в забезпеченні продовольчої безпеки України. Молоко, як винятково цінний харчовий продукт, має ключове значення в харчуванні людини, оскільки містить увесь спектр поживних речовин, у тому числі й незамінних, необхідних людині для життя [1-4].

За останні 20 років відбулися зміни в методах виробництва, сільськогосподарських системах, розповсюдженні нових захворювань, зміни в торгівлі, тенденціях споживання молочних продуктів. Ця інтеграція нині спрямована на зв'язок всіх учасників харчового ланцюга від виробника кормів та розведення тварин до отримання високоякісного молока. В результаті порушення технологічних та санітарно-гігієнічних умов виробництва молока відбувається його мікробне обсіменіння й механічне забруднення, що може призвести до його псування і, як наслідок, робить молоко не придатним для подальшої переробки [5-7].

Сучасні кризові явища у вітчизняному молочному скотарстві призвели до зменшення обсягів виробництва і погіршення якості його продукції. Тому впровадження комплексної системи управління галуззю молочного скотарства, реалізація всіх елементів, що входять до складу її функціональних рівнів забезпечать комплексний, системний, стратегічний підхід що до управління в умовах ринкової економіки і маркетингової орієнтації підприємств, будуть сприяти зміцненню конкурентних позицій та отриманню переваг у довгостроковій перспективі [8-11].

Підсумовуючи вищевикладене, можна стверджувати, що актуальним залишається питання підвищення продуктивності дійного стада і якості молока за рахунок використання сучасних, інноваційних високотехнологічних умов утримання та доїння, що сприятиме розвитку галузі, її конкурентоспроможності на внутрішньому й зовнішніх ринках [12,13].

Аналіз останніх досліджень. Ефективність промислового виробництва молока залежить від того, наскільки його технічні засоби та технологічні умови відповідають вимогам тварини, її біологічним потребам. Технологічні нормативи виробництва молока поділяють на біологічні, технічні й організаційно-економічні. Вони є результатом поглибленого вивчення тварин як засобу виробництва, наукових досліджень і виробничого досвіду [14,15]. Удосконалення існуючих та розробка нових техніко-технологічних рішень – це закономірний процес розвитку технічного прогресу в молочному скотарстві, де

процес доїння корів, будучи самим трудомістким та складним, практично завершує виробництво молока.

Вдосконаленням існуючих технологій займаються провідні вітчизняні вчені Адамчук В.В., Фененко А.І, Жукорський О.М., Костенко В.І., Кудлай І.М., Смоляр В.І., Трішин О.К. [1,12-14], які розробляють нові рішення з організації умов утримання, годівлі, доїння тварин, видалення гною. Проте проблема якості доїння при промисловому виробництві молока залишається недостатньо вивченою і є актуальним питанням на сучасному етапі розвитку скотарства в Україні [1,5].

Формулювання цілей статті. Дослідити процес механічної стимуляції вимені і визначити залежність рівня окситоцину і молоковіддачі від наявності переддоїльної стимуляції.

Основна частина. Пріоритетним завданням фахівців і вчених, зайнятих у молочній галузі, для стабільного забезпечення населення молочними продуктами, є створення спеціалізованих молочних комплексів з виробництва молока, де технологія його виробництва, машини та обладнання відповідали б сучасному європейському рівню і забезпечували отримання високоякісного й прибуткового молока, а проблеми розвитку галузі скотарства, вихід її з кризового стану, перспективи розвитку є невід'ємною частиною наукових досліджень та законодавчих ініціатив. У більшості країн світу молочне скотарство є провідною галуззю тваринництва. Лідируюча роль великої рогатої худоби пояснюється її біологічними особливостями: здатністю споживати велику кількість грубого і зеленого корму та при мінімальному використанні концентрованого корму мати порівняно високу продуктивність. Молочне скотарство – один з найперспективніших напрямів розвитку сільського господарства. При правильному системному підході і сучасних вискоефективних технологіях – це аграрний бізнес, який динамічно розвивається [1,8].

Молочна галузь займає провідне місце в структурі харчової промисловості більшості країн світу загалом, та України зокрема. Саме ця галузь відіграє одну з ключових ролей у вирішенні глобальної продовольчої проблеми. Адже, молоко, як один з головних базових продуктів харчування, (характерна властивість якого – легка засвоюваність організмом) є важливою складовою повноцінного раціону людини [1, 9]. Найпоширенішим видом сільськогосподарських тварин у світі є велика рогата худоба.

Більше третини загального поголів'я корів у світі на початок 2015 р. перебувало в Індії – 50,5 млн голів. Більш ніж 20 млн корів належить 20 країнам Євросоюзу (23,5 млн голів). Бразилія (20,7 млн), США (9,3 млн) і Китай (8,5 млн) займають у цьому рейтингу 3, 4 та 5 місця відповідно. У світі налічується 15 країн з високою продуктивністю

корів на рівні 6000 кг молока і більше (Ізраїль – 10 424 кг, Республіка Корея – 9053, США – 8431, Саудівська Аравія – 8419, Швеція – 7734, Канада – 7501, Данія – 7344, Нідерланди – 7296, Фінляндія – 7036, Японія – 6874, Велика Британія – 6714, Угорщина – 6522, Німеччина – 6281, Франція – 6062, Кувейт – 6000 кг). Деякі менші надії одержують на континентах Північної Америки та Європи – відповідно 4816 і 4383 кг, а найнижчі – в Африці (492) і Азії (1248 кг). Низька продуктивність худоби цих континентів пояснюється тим, що на них розводять зебуподібну худобу і буйволів, які мають низьку молочну продуктивність [1]. В Україні історично й традиційно склалося так, що при всіх змінах державного устрою та форм господарювання на селі, молочне скотарство незмінно продовжує залишатися провідною галуззю тваринництва. Але в силу того, що ця галузь є складною, вона продовжує бути трудо- і капіталоємною. Тому економічний успіх її розвитку можливий лише при комплексному використанні біологічних, технологічних, технічних, організаційних та інших чинників [15].

Машинне доїння – один із найскладніших виробничих процесів на молочних фермах і промислових комплексах. Ефективність цього технологічного процесу залежить від низки чинників, пов'язаних з фізіологічним станом тварини. На частку цього процесу припадає близько 50 % загальних трудових витрат з обслуговування корів.

В процесі доїння молочна залоза корови отримує багатократну цільову дію різними способами. Як відомо розрізняють пасивний і активний спосіб дії. Пасивний виникає від мимовільних коливань вимені в процесі моціону тварин. Активним є дія, направлена на молочну залозу з метою виробітку окситоцину. До активної дії відносяться маніпуляції оператора руками, застосування різних механічних пристроїв, і в природних умовах – смоктання телям молока з вим'я. При машинному доїнні проводять переддоїльний масаж, для збудження повноцінного рефлексу молоковіддачі, і в кінці – завершальний масаж, для повного виведення молока з вимені тварини (машинне додоювання).

В даний час широкого розповсюдження набула механічна стимуляція, при якій оператор машинного доїння обмиває вим'я, масажує його і витирає рушником. Механічна стимуляція молоковіддачі сприяє повнішому спорожненню вимені і збільшенню продуктивності корів, дозволяє стабільніше готувати вим'я до доїння і збільшити продуктивність доїльної установки на 10,4%. Переваги, які дає правильно організована фаза переддоїльної стимуляції це коротший час доїння, більший потік молока, і в деяких випадках ефективніше відсмоктування молока. Оскільки перед розміщенням на вимені доїльного апарату рефлекс молоковіддачі вже запущений крива молоковіддачі вкрай рідко буває двовершинною. На рисунках 1 та 2

приведені криві рівня окситоцину (— —) і молоковіддачі (——) під час доїння в двох випадках: з стимуляцією і без стимуляції перед доїнням.

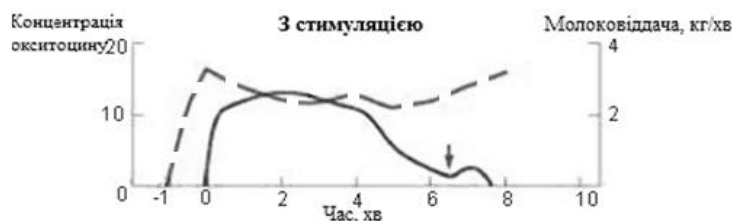


Рис. 1. Стимуляція перед доїнням протягом однієї хвилини



Рис. 2. Доїння без стимуляції перед доїнням

Від проведення переддоїльної стимуляції перед доїнням протягом однієї хвилини отримуємо наступний ефект: молоковіддача почалася одразу у момент «0». Це означає відсутність затримки молоковіддачі між надходженням молока з цистерн і надходженням молока з альвеол. Переддоїльна стимуляція може проводитися вручну або машинним способом.

Ручна стимуляція поза сумнівом є набагато ефективнішою, ніж машинна. Проте ручний спосіб виконання масажу – вкрай важка фізична робота (витрачається до 40 кДж енергії оператора при виконанні масажу протягом 40 с з інтенсивністю дії 20...40 Н). При цьому від якості проведення цих операцій залежать основні показники доїння. А саме, при виконанні попередніх операцій доїння, обслуговуючи одночасно дві – три тварини, оператор постійно міняє темп і ритм роботи. Так, при перенесенні доїльного апарату від однієї корови до іншої він вимушений поспішати, а при виконанні машинного додоювання поспішати не можна; підмивати і масажувати вим'я доводиться енергійно. При змінному режимі відчуття часу втрачається, тому навіть у досвідчених операторів спостерігаються досить великі відхилення витрат часу на основні операції, різко зростає відсоток помилок. Результат такої роботи – «холосте» доїння. Тому сучасне доїльне устаткування повинне сприяти прояву повноцінного процесу молоковиведення, унеможливити порушення кровообігу, забезпечувати оптимальні параметри величини вакууму, не допускати «холостого» доїння і враховувати індивідуальні особливості. Робота над створенням масажних пристроїв, що підтримують рефлекс

молоковіддачі під час доїння, не припиняється. Як правило, такі масажери:

- вбудовуються в доїльний стакан (вакуум, що діє в гофрованій трубці масажера примушує її скорочуватися в місці з вантажем, поштовхи приводять вим'я в коливання стимулюючи його, періодичне відтягування доїльного стакана вниз перешкоджає наповзанню його на дійку)

- розміщуються на колекторі (аналогічно вище описаному, тільки розміщений на колекторі);

- з гофрованими трубками, довжина яких змінюється під дією пульсуючого вакууму (трубки, що сполучають колектор і стакан, так само відбувається коливання вимені);

- стакани з гофрованими присосками (стискаючись і розтискаючись в такт роботи доїльного апарату підштовхують вим'я, стимулюючи молоковіддачу);

- збільшення сили тертя дійкової гуми об дійку корови (гумові штовхачі трохи вдавлюються в дійкову гуму);

- масажний пристрій, розташований на колекторі апарату, що робочим органом упирається в дно вимені.

Застосування масажних пристроїв дозволяє стимулювати молоковіддачу і запобігати наповзанню доїльних стаканів на дійки.

Висновок.

Дослідження процесу механічної стимуляції вимені і визначення залежності рівня окситоцину і молоковіддачі від наявності переддоїльної стимуляції показує, що від проведення переддоїльної стимуляції перед доїнням протягом однієї хвилини отримуємо наступний ефект: молоковіддача почалася одразу у момент «0». Це означає відсутність затримки молоковіддачі між надходженням молока з цистерн і надходженням молока з альвеол. Механічна стимуляція молоковіддачі сприяє повнішому спорожненню вимені і збільшенню продуктивності корів, дозволяє стабільніше готувати вим'я до доїння і збільшити продуктивність доїльної установки на 10,4%.

Література:

1. Болтянський О.В. Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / О.В. Болтянський // Науковий вісник НУБіП. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2015. Вип. 212, ч. 1. – С. 275-283.

2. Скляр Р.В. Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / Р.В. Скляр, О.Г. Скляр // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т. 5. – С. 245-251.

3. *Болтянський О.В.* Зменшення витрат енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції. Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» НУБіП. 2015. С. 54-55.

4. *Болтянська Н.І.* Обґрунтування технологічних параметрів механічного стимулювання (масажу) вимені високопродуктивних корів / *Н.І. Болтянська* // *Праці ТДАТУ.* – Вип.2. Т.5 .- Мелітополь: ТДАТУ, 2012.-С. 23-30.

5. *Скляр О. Г.* Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник / *О.Г. Скляр.* – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.

6. *Болтянський Б.В.* Впровадження енергозберігаючих технологій при будівництві та реконструкції тваринницьких підприємств в Україні / *Б.В. Болтянський*//*Науковий вісник ТДАТУ.* – Мелітополь, 2014. – Вип. 4, Т. 1. – С. 10–15.

7. *Болтянська Н.І.* Теоретична оцінка економічної ефективності виробництва молока / *Н.І. Болтянська* // *Мат. II-ї Наук.-техн. конф. «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві».* – Глеваха, 2013. – С. 7-10.

8. *Скляр О.Г.* Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник / *О.Г. Скляр.* – К.: Видавничий дім «Кондор», 2018. – 380 с.

9. *Болтянська Н.І.* Залежність якісних і кількісних показників молока від якості механічної стимуляції вимені / *Н.І. Болтянська* // *ТЕЗИ II Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології аграрного виробництва».* – Київ: НУБіП України, 2016. – С. 109-110.

10. *Болтянський О.В.* Наслідки неправильної переддоїльної стимуляції вимені високопродуктивних корів / *О.В. Болтянський* // *Матеріали VI-ї Науково-технічної конференції «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві».* – Глеваха, 2018. –С. 11-13.

11. *Палій А.П.* Обґрунтування, розробка та ефективність застосування інноваційних технологій і технічних рішень у молочному скотарстві: дис. ... докт. сільськогосп. наук. – Харків. нац. техн. ун-т с. г. ім. П. Василенка. Харків, – 2018.

12. *Болтянська Н.І.* Залежність якісних і кількісних показників молока від якості механічної стимуляції вимені / *Н.І. Болтянська* // *ТЕЗИ II Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології аграрного виробництва».* – Київ: НУБіП України, 2016. – С. 109-110.

13. *Болтянська Н.І.* Оптимізація параметрів стимулюючих дій при виконанні підготовчих операцій доїння / *Н.І. Болтянська* // *Праці ТДАТУ.* – Мелітополь, 2011. – Вип. 11, Т. 5. – С. 47–51

14. *Фененко А.І.* Режимні характеристики виконавчих механізмів нового покоління доїльних установок / *А.І. Фененко* // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха. 2001. – Вип. 85. – С. 160–163.

15. *Машины, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти закладів вищої освіти / Р. В. Скляр, О. Г. Скляр, Д. О. Мілько, Б. В. Болтянський.* – К.: Видавничий дім «Кондор», 2019. – 608 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ СТИМУЛЯЦИИ ВЫМЕНИ

Болтянская Н.И.

Аннотация – молочное скотоводство на современном этапе развития животноводства среди многочисленной ряда отраслей занимает ведущее место в обеспечении продовольственной безопасности Украины. Приоритетной задачей специалистов и ученых, занятых в молочной отрасли, для стабильного обеспечения населения молочными продуктами, является создание специализированных молочных комплексов по производству молока, где технология его производства, машины и оборудование соответствовали бы современному европейскому уровню и обеспечивали получение высококачественного и прибыльного молока. Машинное доение - один из сложных производственных процессов на молочных фермах и промышленных комплексах. Эффективность этого технологического процесса зависит от ряда факторов, связанных с физиологическим состоянием животного. На долю этого процесса приходится около 50% общих трудовых затрат по обслуживанию коров. Машинное доение облегчает труд операторов и повышает их производительность в несколько раз, позволяет получить чистое, высококачественное молоко при низкой его себестоимости. Нередко машинное доение оказывается неэффективным, приводит к снижению продуктивности животных, заболеванию вымени и ухудшению качества молока. Исследование процесса механической стимуляции вымени и определение зависимости уровня окситоцина и молокоотдачи от наличия переддоильной стимуляции показывает, что от проведения переддоильной стимуляции перед доением в течение одной минуты получаем следующий эффект: молокоотдача началась сразу в момент «0». Это означает отсутствие задержки молокоотдачи между поступлением молока из цистерн вымени и поступлением молока из альвеол. Механическая стимуляция

молокоотдачи способствует более полному опорожнению вымени и увеличению продуктивности коров, позволяет готовить вымя к доению и увеличить производительность доильной установки на 10,4%.

Ключевые слова - молочное скотоводство, доения, рецепторы молокоотдача, переддоильна стимуляция.

RESEARCH OF THE PROCESS OF MECHANICAL STIMULATION OF EXCHANGE

N. Boltianska

Summary

Dairy cattle breeding at the present stage of development of livestock breeding among a large number of industries occupies a leading place in ensuring food security in Ukraine. The priority task of specialists and scientists engaged in the dairy industry for the stable supply of dairy products to the population is the creation of specialized dairy complexes for the production of milk, where its production technology, machinery and equipment would correspond to the modern European level and ensure high-quality and profitable milk. Machine milking is one of the most complex production processes on dairy farms and industrial complexes. The effectiveness of this process depends on a number of factors related to the physiological state of the animal. This process accounts for about 50% of the total labor costs for servicing cows. Milking machine facilitates the work of operators and increases their productivity several times, allows you to get clean, high quality milk at low cost. But, despite the widespread use of machine milking, it often turns out to be ineffective, leading to a decrease in animal productivity, an udder disease and a deterioration in the quality of milk. The study of the process of mechanical stimulation of the udder and the determination of the dependence of the level of oxytocin and milk yield on the presence of milking stimulation shows that we obtain the following effect from milk pre-milking stimulation before milking for one minute: milk production began immediately at the moment "0". This means that there is no delay in milk transfer between the flow of milk from the tanks of the udder and the flow of milk from the alveoli. Mechanical stimulation of milk transfer contributes to a more complete emptying of the udder and an increase in the productivity of cows, allows preparing the udder for milking, and increases the productivity of the milking unit by 10.4%.

Keywords - dairy cattle, milking, milk yield receptors, pre-milk stimulation.

УДК 621.43

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-149-176

РАСЧЁТ НОМИНАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ СМАЗКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ЗАВИСИМОСТЕЙ МЕЖДУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ КРИТЕРИЯМИ ПОДОБИЯ

Стефановский А. Б., к.т.н.,

Болтянский О. В., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитрия Моторного*

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье обобщены опубликованные сведения о параметрах и показателях шестерённых масляных насосов с внешним зацеплением, применявшихся и применяющихся в отечественных автомобильных двигателях с искровым зажиганием. Выражения для критериев подобия Рейнольдса, Эйлера и Струхала, используемых в гидродинамике и исследованиях гидроприводов, модифицированы так, чтобы в них входили основные параметры этих насосов. На основании гипотезы об однородности физического состояния сходных по составу моторных масел при нормальном тепловом режиме автомобильных двигателей, вместо самих критериев Рейнольдса и Эйлера рассмотрено изменение их размерных аналогов, не зависящих от свойств масел. В качестве определяющего размера выбрано «среднее геометрическое» осевой длины и наружного диаметра шестерён насоса. Получен ряд обобщённых зависимостей между указанными критериями, с той или иной точностью характеризующих различные совокупности исследованных масляных насосов. Разработаны способы расчёта номинальной подачи масла и его избыточного давления с использованием этих зависимостей, из этих способов выбраны наиболее удачные. Средняя по абсолютной величине относительная погрешность (САОП) расчёта подачи масла изменяется от 0,010 до 0,156 (при изменении соответствующего количества насосов от 7 до 11), а для наиболее общих зависимостей, характеризующих 22...26 насосов, находится в пределах 0,10...0,15. САОП расчёта давления масла изменяется от 0,071 до 0,137 (при изменении соответствующего количества насосов от 11 до 26). Для использования некоторых обобщённых зависимостей предложены дополнительные соотношения параметров, улучшающие сходимость итераций и снижающие относительную погрешность результатов расчёта подачи масла. Большинство полученных обобщённых

зависимостей пригодны для расчёта подачи и давления масла в системах смазки современных автомобильных двигателей со впрыском бензина (ЗМЗ-409, УМЗ-4213). Для этих двигателей сопоставлена точность результатов, получаемых с помощью разных зависимостей, и сделаны рекомендации об их выборе.

Ключевые слова - двигатель, система смазки, подача масла, давление масла, зависимость.

Постановка проблемы. Известен [1; 2] метод расчёта подачи масла шестерённым насосом системы смазки автомобильного поршневого двигателя (далее АПД). Данный метод позволяет вычислить эту подачу в зависимости от размеров шестерён насоса и их частоты вращения для конкретных условий применения в АПД. При этом нужно задаваться значениями ряда параметров, изменяющихся довольно широко: коэффициентом подачи насоса, окружной скоростью выступов зубьев, их количеством, модулем зацепления. В этих источниках информации нет расчётного обоснования избыточного давления масла в системе смазки, которое предлагается просто выбрать из довольно широкого интервала 0,3...0,5 МПа. Изложенный выше метод, следовательно, даже для одного и того же двигателя может давать значения подачи масла, находящиеся в широком интервале. Поэтому инженеру-конструктору из всех возможных комбинаций независимых переменных, влияющих на подачу масла насосом, сложно выбрать наиболее рациональную. Так, если стремиться к снижению затрат работы на привод масляного насоса, то следует снижать и давление, и подачу масла, но это может ухудшить надёжность АПД. И выбранная комбинация значений параметров, приводящая к вычислению конкретного значения подачи масла в системе смазки данного АПД, и получаемый результат могут произвольно отличаться от них для другого двигателя.

Анализ последних исследований. Выше кратко указаны недостатки известного метода расчёта подачи масла насосом системы смазки [1 – 3]. В работах [3; 4] вместо давления масла в системе смазки говорится только о перепаде давления, создаваемом насосом. Хотя избыточное давление масла и этот перепад имеют одинаковый порядок величины, они в общем случае не совпадают. Для работы АПД более важна именно величина давления очищенного масла перед его подачей основным потребителям - подшипникам скольжения.

Формулирование цели статьи: установить количественные соотношения между значениями номинальных параметров систем смазки (подачи и давления масла) отечественных АПД с искровым зажиганием с использованием критериев подобия, применяемых в

гидродинамике.

Основная часть. Так как дизельные двигатели будут рассмотрены в другой статье, далее АПД считаются "по умолчанию" имеющими искровое зажигание. Рассмотрены только отечественные АПД, оснащённые шестерёнными масляными насосами с внешним зацеплением, приводимыми от коленчатых валов двигателей через зубчатые передачи. Для двухсекционных шестерённых насосов в данном исследовании рассматривались только основные, более производительные секции, хотя, в принципе, можно было бы аналогичным образом рассмотреть и радиаторные их секции. Вначале рассмотрен ряд терминов, применяющихся далее, а также принятые допущения.

Номинальными считаются параметры, реализованные при работе АПД с полной нагрузкой и указанные в технической характеристике двигателя, например в тексте руководства по эксплуатации. Однако в характеристиках и описаниях отечественных АПД, как правило, не указывалась номинальная подача масла, а избыточное давление масла указывалось как контрольный параметр, и часто не при номинальной частоте вращения, а при более низкой.

В связи с этим, сведения о номинальной подаче масла насосами этих АПД были взяты, в основном, из справочника Гугина А.М. [5]. Также эта подача была указана в описании автомобиля ЗАЗ-965А "Запорожец" [6] и более подробно рассмотрена Бабкиным Г.Ф. и др. [7] для двигателя автомобиля ЗИЛ-130. Анализ значений подачи масла, приведенных А.М. Гугиным, показал, что во многих случаях они соответствуют неправдоподобным величинам коэффициента подачи соответствующих насосов, выходящим за рамки часто рекомендуемого интервала этого параметра 0,6...0,8 [1, 2, 8]. Так как К.Л. Навроцкий считал, что этот коэффициент (объёмный коэффициент полезного действия) у шестерённых насосов может достигать даже 0,97 [9], в данном исследовании интервал допустимых значений коэффициента подачи масляного насоса был расширен. Все опубликованные значения подачи, для которых данный коэффициент выходил из интервала 0,60...0,95, считались искажёнными (неважно, почему) и были скорректированы так, чтобы коэффициент подачи вписался в этот интервал. Методика такой коррекции учитывала влияние параметров конструкции насоса на величину коэффициента подачи и здесь не изложена; она позволила распространить исследование на двигатель автомобиля "Москвич-412" и более современные АПД, разработанные после 1967 г. Заволжским, Мелитопольским и Ульяновским моторными заводами (ЗМЗ, МеМЗ, УМЗ), а также на Волжском и Горьковском автозаводах (ВАЗ, ГАЗ).

Значения давления масла, приведенные А.М. Гугиным [5],

соответствовали открытию редукционных клапанов масляных насосов. Значения этого давления, приведенные в описаниях отечественных АПД, обычно соответствовали показанию манометра в месте контроля при некоторой частоте вращения коленчатого вала двигателя, обычно меньшей номинальной частоты его вращения. Это привело к неоднородности информации о давлении масла в системах смазки АПД, которой, в связи с гораздо меньшей изменчивостью давления по сравнению с изменчивостью подачи масла, пришлось пренебречь. Указанные значения часто давались в форме интервала допустимого давления масла; для этих случаев обобщены сведения о верхних пределах давления масла при нормальном тепловом режиме соответствующих двигателей.

Сопоставление значений частоты вращения валиков масляных насосов и номинальной частоты вращения коленчатых валов соответствующих АПД [5] показало, что они практически всегда соотносятся, как 1:2. Исключениями здесь были двигатели автомобильный ЗИЛ-111 и стационарные семейств УД и УНД, но, как выяснилось, это было вызвано ошибками в опубликованных значениях ряда размеров и частоты вращения валиков насосов (заниженной у ЗИЛ-111 и завышенной у стационарных двигателей). Это позволило считать практически достоверным, что номинальная частота вращения валика масляного насоса $n_{\text{нас}}$ с внешним зацеплением шестерён вдвое ниже, чем у коленчатого вала АПД, и потому не является «свободным» параметром. Поэтому для более новых (чем описанные А.М. Гугиным) АПД данное правило и применялось для определения неопубликованной номинальной частоты вращения валика насоса. В то же время, у модификаций базовой модели АПД, у которых номинальная частота вращения коленчатого вала n_n различалась незначительно, влиянием соответствующего различия $n_{\text{нас}}$ на подачу масла пренебрегалось: например, для карбюраторных двигателей ВАЗ с номинальной частотой вращения 5200...5600 1/мин.

В гидродинамике и исследованиях гидравлических машин и приводов применяются безразмерные комплексы переменных – критерии подобия Рейнольдса, Эйлера и Струхала (обозначения соответственно Re , Eu , Sh) [10]. Выражения для их вычисления были не вполне удобны для цели данного исследования и были несколько изменены с помощью соображений, основанных на анализе размерностей и применяемых единиц измерения параметров и показателей масляных насосов. При этом выяснилось, что критерии Re и Eu можно вычислять тремя и двумя вариантами, соответственно, так как по-разному можно находить определяющую скорость потока v : через избыточное давление масла Δp_m , как отношение подачи масла $Q_{\text{нас}}$ к характерной площади поперечного сечения (квадрату определяющего

размера) и даже как произведение $1/60$ частоты вращения валика насоса $n_{\text{нас}}$ на размер этого сечения. Критерий Струхала вычислялся только одним способом – как отношение объёма, существенного для конструкции насоса (куба определяющего размера), к произведению подачи масла $Q_{\text{нас}}$ и характерного интервала времени, принятого равным $60/n_{\text{нас}}$ – продолжительности (в секундах) одного оборота валика насоса. Выбор форм выражений для вычисления критериев Re и Eu далее осуществлялся на основе качественных и количественных показателей выявляемых зависимостей между этими критериями, а также между ними и критерием Струхала.

Как известно, критерии Re и Eu вычисляются с использованием значений плотности и кинематической вязкости жидкости. В данном исследовании принято, что АПД находятся в нормальном тепловом режиме, характеризующемся однородностью температуры моторного масла. Последняя должна как в месте контроля, так и в насосе находиться в пределах $75...90^{\circ}\text{C}$ (ближе к 90°C при воздушном охлаждении) [8; 11]. А так как у всех рассмотренных АПД применялись и применяются сходные по составу и физическим свойствам моторные масла (летние или всесезонные при температуре окружающего воздуха $20...25^{\circ}\text{C}$, при которой определены номинальные показатели двигателей), то различиями значений их плотности и кинематической вязкости при указанных температурах можно пренебречь. Это позволяет вместо вычисления критериев Re и Eu ограничиться вычислением их размерных аналогов (Re) и (Eu), в выражения для которых не входят плотность и кинематическая вязкость масла. Этот приём также позволяет использовать практически удобные единицы измерения подачи масла (литры в минуту), давления (мегапаскалы) и характерного размера (миллиметры). В качестве последнего было выбрано "среднее геометрическое" ширины (осевой длины) $b_{\text{ш}}$ и наружного диаметра $d_{\text{нар,ш}}$ шестерни насоса, то есть квадратный корень из их произведения, так как подача масла зависит от обоих этих параметров; далее для краткости буква «ш» в их обозначениях опущена. Так как этот определяющий размер влияет на исследуемый процесс – подачу масла, то можно получить обобщённые зависимости даже для геометрически не подобных шестерённых насосов АПД [12]. Для рассмотренной совокупности их, данный размер изменяется от 29,5 до 46,3 мм – примерно в полтора раза.

У подавляющего большинства рассмотренных шестерённых насосов применялись прямозубые шестерни с количеством зубьев $z_{\text{зуб}}=7$. Исключениями были насосы: стационарных двигателей УД и УНД ($z_{\text{зуб}}=12$ или 14); АПД ВАЗ ($z_{\text{зуб}}=9$, косозубые), ЗИС-110 ($z_{\text{зуб}}=15$) и Урал-5М ($z_{\text{зуб}}=10$). На иллюстрациях далее показано стрелками смещение точек, соответствующих насосам с $z_{\text{зуб}} \neq 7$, при задании

различных значений ненулевого показателя степени b_z : на $(z_{зуб}/7)^{-b_z}$ умножался определяющий размер такого насоса. Как будет видно, учёт отличия $z_{зуб}$ от 7 почти не улучшает вида зависимостей, и потому, учитывая также малочисленность разработанных конструкций масляных насосов АПД с $z_{зуб} \neq 7$, влиянием этого отличия на полученные зависимости обычно пренебрегается.

Таким образом, аналоги критериев Re и Eu , а также критерий Струхала в данном исследовании вычислялись по следующим формулам:

- аналоги критерия Рейнольдса

$$(Re_I) = (\Delta p_m b d_{нар})^{0,5}; (Re_{II}) = Q_{нас} (b d_{нар})^{-0,5}; (Re_{III}) = n_{нас} b d_{нар} / 60; \quad (1 - 3)$$

- аналоги критерия Эйлера (кроме $Eu_I = 0,5$)

$$(Eu_{II}) = \Delta p_m (b d_{нар} / Q_{нас})^2; (Eu_{III}) = 10^{12} \Delta p_m n_{нас}^{-2} / (b d_{нар}); \quad (4; 5)$$

- критерий Струхала

$$Sh = 10^{-6} (b d_{нар})^{1,5} (n / Q)_{нас}. \quad (6)$$

Единицы измерения этих переменных следующие: аналогов Re соответственно $1 \text{ Н}^{0,5} = 1 \text{ (кг*м)}^{0,5}/\text{с}$, $1 \text{ л}/(\text{мин*мм})$, $1 \text{ мм}^2/\text{с}$; обоих аналогов Eu $1 \text{ (кг/м}^3)(\text{мин/с})^2$. Единицы измерения параметров, входящих в эти формулы, пояснены ранее.

Значения аналогов критериев Re и Eu , критерия Sh для 26 масляных насосов отечественных АПД, а также стационарных двигателей УД1 и УД2 приведены в табл. 1. В ряде случаев (АПД ГАЗ-13, ГАЗ-66 и ЗМЗ-53; М-21 и УМЗ-451М; ЗИЛ-130 и ЗИЛ-375; МеМЗ-965 и МеМЗ-966А) применялись практически одинаковые насосы при несовпадении части параметров, влиявших на величины критериев. Для двигателей автомобилей «Москвич-407» и «Москвич-408», вследствие неоднозначности исходных параметров (размеров шестерён, опубликованных в различных источниках, и подачи масла), приведены интервалы значений критериев, откуда были получены средние их значения при обосновании числовых параметров рассматриваемых далее зависимостей. Значения для устаревших двигателей ЗИС-110 и Урал-5М, разработанных в середине XX века, использованы потому, что, во-первых, в соответствии с [5], у их масляных насосов получились значения коэффициента подачи, находившиеся в принятом выше интервале, и, во-вторых, эти насосы по размерам шестерён существенно отличались от позже разработанных.

Примечания: (1) звёздочкой * обозначены АПД со впрыском бензина («инжекторные»); (2) левая и правая границы интервалов значений для АПД МЗМА-407 и 408 соответствуют меньшему и большему возможному значению подачи масла.

Таблиця 1 – Значення аналогів критеріїв подібності і критерія Струхала для шестерённих масляних насосів з зовнішнім зацепленням при номінальних параметрах

Модель двигателя	Аналоги критерія Re			Аналоги критерія Eu		Критерій Sh
	(Re _I)	(Re _{II})	10 ⁻³ (Re _{III})	(Eu _{II})	(Eu _{III})	
1	2	3	4	5	6	7
Стационарные УД1, УД2	10,14	0,176	7,46	3323	514,3	2,536
Автомобильные ВАЗ: 2101, 2103	21,4	1,185	47,5	326,5	56,38	2,40
2106	21,4	1,185	45,8	326,5	60,63	2,34
21213	21,4	1,185	44,1	326,5	65,39	2,28
ГАЗ: 13	23,2	1,45	44,94	256,1	74,18	1,86
14	27,3	1,187	53,2	528,1	73,10	2,69
66	23,2	0,991	32,7	548,8	140,25	1,98
М-21, ЗМЗ-21А	21,0	0,819	37,8	658,4	85,98	2,76
ЗМЗ: 24Д, 2401	21,3	0,860	42,6	613,2	69,58	2,966
53, 66	21,7	1,00	32,1	469,5	126,5	1,93
511.10	22,0	0,9525	34,1	534,1	116,1	2,144
409*	23,3	1,173	44,1	392,8	77,32	2,256
ЗИЛ: 111	24,9	1,728	74,9	207,5	30,73	2,60
130	23,3	1,20	42,64	377,3	83,06	2,13
375	25,0	1,20	42,64	432,8	94,71	2,13
МеМЗ: 965	18,4	0,719	29,0	656,8	112,1	2,415
966А	22,5	0,712	29,0	995,5	166,7	2,444
968	19,74	1,114	41,1	315,0	64,18	2,215
МЗМА-407: (1)	15,74	0,926...1,018	27,3	288...238	92,31	1,77...1,607
(2)	16,74	0,871...0,958	31,0	371...306,4	81,35	2,14...1,942
МЗМА-408: (1)	20,8	1,146...1,224	34,3	331...290	102,2	1,80...1,69
(2)	21,4	1,116...1,192	36,2	368...322,4	96,97	1,95...1,826
412	24,0	1,070	47,1	502,8	71,95	2,64
УМЗ-451М	21,1	0,817	38,03	666,5	85,45	2,79
417	21,75	1,150	48,8	358,9	55,315	2,55
4218, 421, 4213*	21,63	1,102	45,94	386,1	61,67	2,50
ЗИС/ЗИЛ-110	21,63	0,957	46,8	510,9	59,36	2,93
Урал-5М	23,8	0,347	25,13	4697	248,7	4,36

Включення даних по насосам АПД ЗИС-110 і Урал-5М, а також стаціонарних двигателів УД дозволило отримати більш загальні залежності (однак для УД $n_{\text{нас}} \approx 0,7n_n$). В той же час, насоси розроблених тоді ж АПД «Москвич-400», М-20, ГАЗ-51 і ГАЗ-12 «ЗИМ» не включені в базу даних дослідження, так як, з однієї сторони, на основі даних [5] вони не мали нормальних величин коефіцієнта подачі, а з іншої – вони були по конструкції однотипні з масляними насосами більш нових АПД, включених в базу даних. По першій з цих причин не розглядався і масляний насос АПД ЗІЛ-120, схожий з насосом двигателя Урал-5М.

Кратко охарактеризуємо змінчивість аналогів критеріїв подібності Re і Eu і критерія Sh на основі інформації об їх значеннях (табл. 1). Якщо не розглядати насос стаціонарних двигателів УД, то

для масляних насосів вітчизняних АПД найменше змінливі (Re_I) і Sh , а найбільше – (Re_{III}) і (Eu_{II}).

Прежде чем рассматривать зависимости, полученные между аналогами критериев подобия, а также между ними и критерием Sh , целесообразно пояснить, как их можно использовать для расчёта номинальных подачи и давления масла. Обозначим зависимую переменную буквой Y , а независимую – буквой X , причём ими являются любые не совпадающие правые части формул (1 – 6). Пусть искомая величина входит в такую правую часть, определяющую зависимую переменную Y . Тогда для расчёта подачи масла $Q_{нас}$ (л/мин) получатся выражения, перечисленные в фигурных скобках и соответствующие формулам (2, 4, 6):

$$Q_{нас} = \{(Re_{II})(bd_{нар})^{0,5}; (\Delta p_M / (Eu_{II}))^{0,5} bd_{нар}; 10^{-6}(bd_{нар})^{1,5}(n_{нас}/Sh)\}. (7 - 9)$$

Для расчёта давления масла Δp_M (МПа) получатся выражения, соответствующие формулам (1, 4, 5):

$$\Delta p_M = \{(Re_I)^2 / (bd_{нар}); (Eu_{II})(Q_{нас}/(bd_{нар}))^2; 10^{-12}(Eu_{III})n_{нас}^2 bd_{нар}\}. (10 - 12)$$

В полученные формулы вместо аналогов критериев Re и Eu и критерия Sh нужно подставлять правые части выражений их зависимостей от независимых переменных X . Видно, что трудность вычислений $Q_{нас}$ и Δp_M с помощью приведенных формул неодинакова и может существенно зависеть от вида правой части обобщённой зависимости $Y(X)$. Формула (11) также неудобна тем, что давление масла вычисляется на основе известного значения подачи масла, тогда как измерить Δp_M намного проще, чем $Q_{нас}$. Наибольшей чувствительности результата к размерам шестерни насоса b и $d_{нар}$ можно ожидать для формул (9) и (11), а к частоте вращения $n_{нас}$ – для формулы (12). В целом видно, что и подача масла, и давление могут быть вычислены несколькими способами, с различными трудоёмкостью и точностью. Оптимальный способ – тот, в котором приемлемая точность достигается при разумной трудоёмкости.

Поскольку важнее разработать метод расчёта подачи масла, гораздо более вариабельной, чем его давление, то в качестве зависимой переменной Y выбирались, прежде всего, те из критериев подобия и их аналогов (1 – 6), в выражения для которых входит $Q_{нас}$. Поэтому были построены и исследованы графики следующих зависимостей: (Re_{II}) от (Re_I) и (Re_{III}); (Eu_{II}) от (Eu_{III}) и (Re_{II}); Sh от (Re_{II}), (Re_{III}), (Eu_{II}) и (Eu_{III}). Дополнительно были исследованы графики зависимостей (Re_I) от (Re_{III}) и (Eu_{III}) от (Re_I), позволяющих вычислить давление масла.

На рис. 1 показаны зависимости (Re_{II}) от (Re_I) и (Re_{III}), а на рис. 2 – зависимости (Re_I) от (Re_{III}). На рис. 3 и 4 показаны зависимости (Eu_{II}) от (Eu_{III}) и (Re_{II}), а также (Eu_{III}) от (Re_I). На рис. 5 и 6 показаны графики зависимостей критерия Струхала от аналогов критериев Re и Eu . В ряде случаев совмещены по осям ординат в одно изображение два графика,

имеющие одну и ту же ось ординат. На всех графиках приняты следующие обозначения точек, соответствующих конкретным масляным насосам: x – насос карбюраторного двигателя; $ж$ – насос «инжекторного» двигателя (с жидкостным охлаждением в этих случаях); $в$ – насос двигателя УД или МеМЗ с воздушным охлаждением (ВО). Штриховые линии без коротких штрихов, обозначенные цифрой 1, проведены, как правило, через наиболее крупные совокупности точек, которые можно было математически описать. Через другие совокупности точек проведены штриховые линии с различным числом коротких штрихов, обозначенные номерами 2, 3 и т.д. Как правило, одна из таких линий характеризует масляные насосы двигателей с воздушным охлаждением.

Основой для синтеза математических описаний-моделей, соответствующих изображённым на рис. 1 – 6 линиям, служил реализованный на персональном компьютере метод наименьших квадратов (МНК). Точность предлагаемых МНК таких моделей (линейных или квадратичных функций исходных или преобразованных координат) оценивалась путём сопоставления исходных и расчётных (согласно синтезированной модели) значений зависимых переменных. Числовые параметры этих моделей – коэффициенты полиномов дополнительно корректировались, чтобы сблизить величины предельных (с минусом и плюсом) относительных погрешностей для наименее точно охарактеризованных точек исследованной их совокупности и округлить до двух-четырёх значащих цифр значения полученных коэффициентов.

Точность полученных обобщённых зависимостей, а также рассчитанных на их базе значений подачи и давления масла оценивалась следующими параметрами: среднеквадратичным отклонением (СКО) $\sigma(\{Y_j\}, j=1,2,\dots,z_{\text{точ}})$; относительным СКО, равным отношению СКО σ к среднему арифметическому исходных значений $\{Y_j\}$; средней по абсолютной величине относительной погрешностью (САОП) результата $|R\{Y_j\}|_{\text{ср}}$; пределами относительной погрешности (ОП) результата, имеющими знак. СКО вычислялось, как общепринято в математической статистике, для количества точек совокупности, уменьшенного на единицу [13], и потому относительное СКО могло быть выше, чем САОП. (Такой способ подсчёта СКО был бы оправдан при наличии неопределённо большой «генеральной совокупности» масляных насосов, из которой взяты для исследования перечисленные в табл. 1. Но на самом деле общее количество моделей шестерённых насосов с внешним зацеплением, применявшихся и применяющихся в отечественных АПД, лишь немного превышает 30. Поэтому вычисление значений СКО в данном исследовании – не более чем дань традиции.)

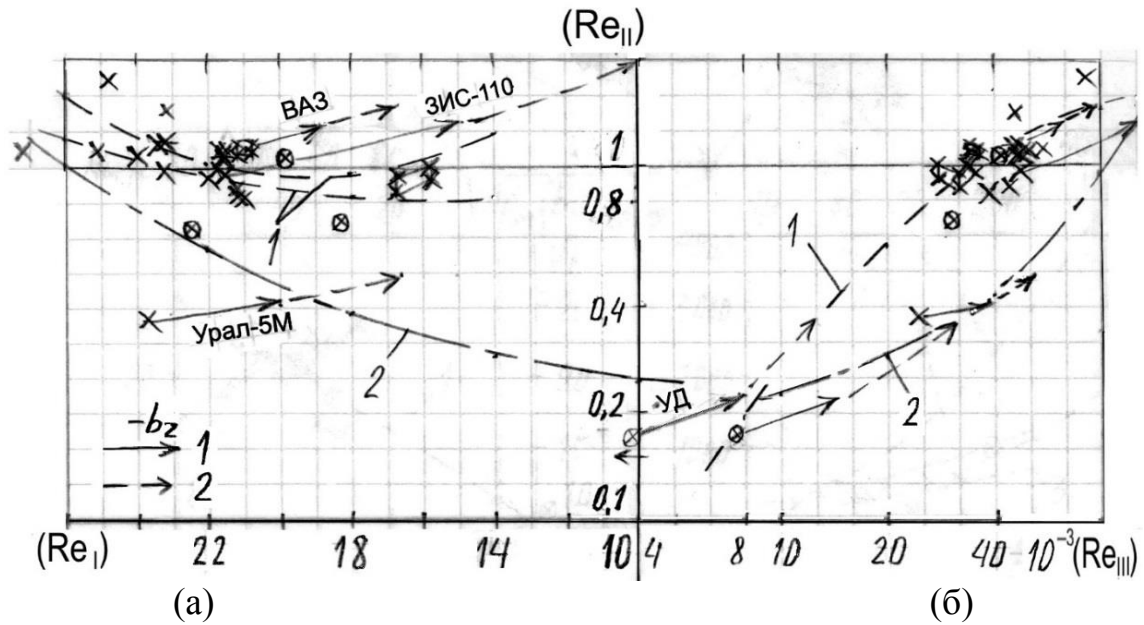


Рис. 1. Зависимости между различными аналогами критерия Рейнольдса: 1 - линии для совокупности большинства точек; 2 - линии для "выпавших" точек, в том числе (а) для насосов АПД ГАЗ-14 и МеМЗ-966А. Стрелками здесь и далее показаны положения некоторых точек при учёте отличия количества зубьев шестерён насоса от семи (b_z - отрицательный показатель степени у $Z_{зуб}$, «по умолчанию» равный нулю); точки x для вариантов значений, свойственных насосам АПД МЗМА-407 и 408, соединены здесь и далее тонкими линиями.

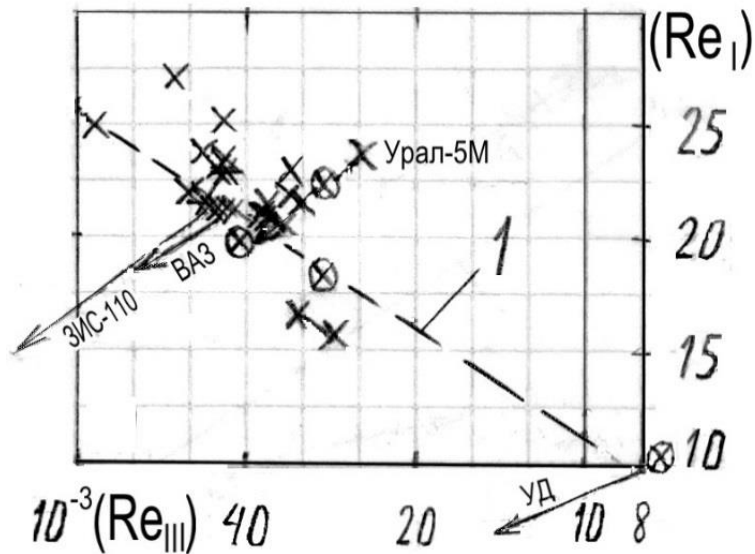


Рис. 2. Зависимость между двумя аналогами критерия Рейнольдса: 1 – линия для совокупности большинства точек (кроме насоса АПД Урал-5М).

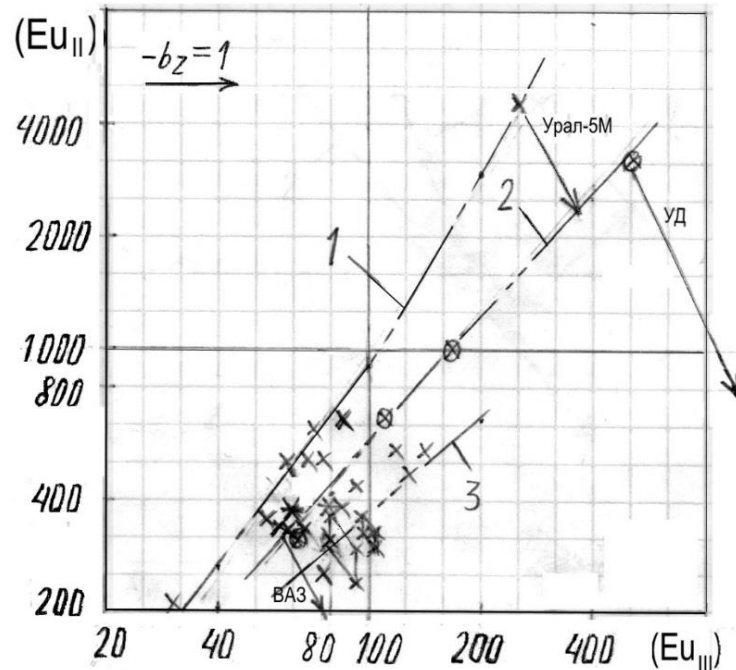


Рис. 3. Зависимости между двумя аналогами критерия Эйлера для насосов: 1 – АПД с жидкостным охлаждением (ГАЗ-14, ЗИЛ-111, ЗИС-110, Урал-5М, 412, М-21, ЗМЗ-24Д, УМЗ); 2 – двигателей с воздушным охлаждением и АПД ВАЗ и ЗМЗ-409 с жидкостным охлаждением; 3 – прочих АПД с жидкостным охлаждением.

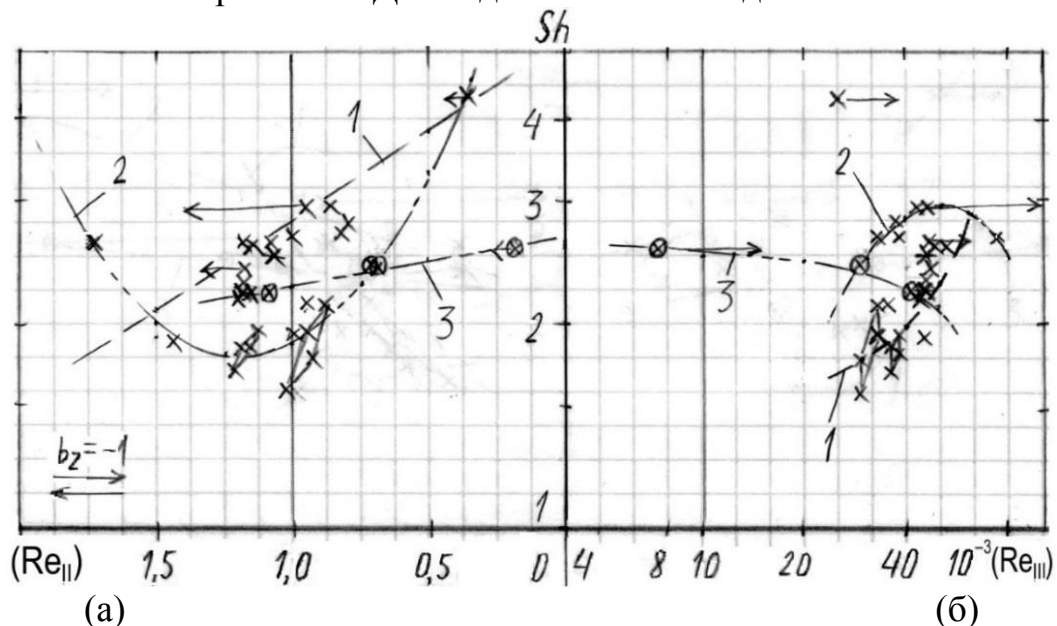
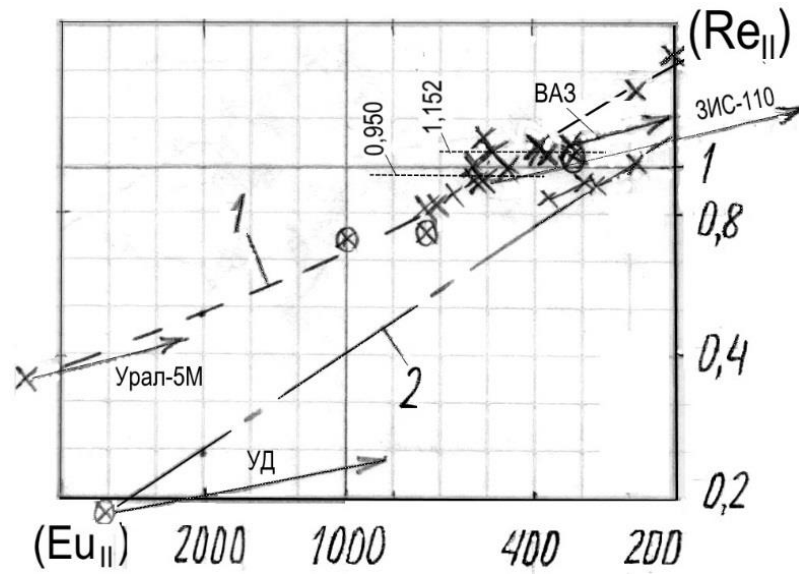
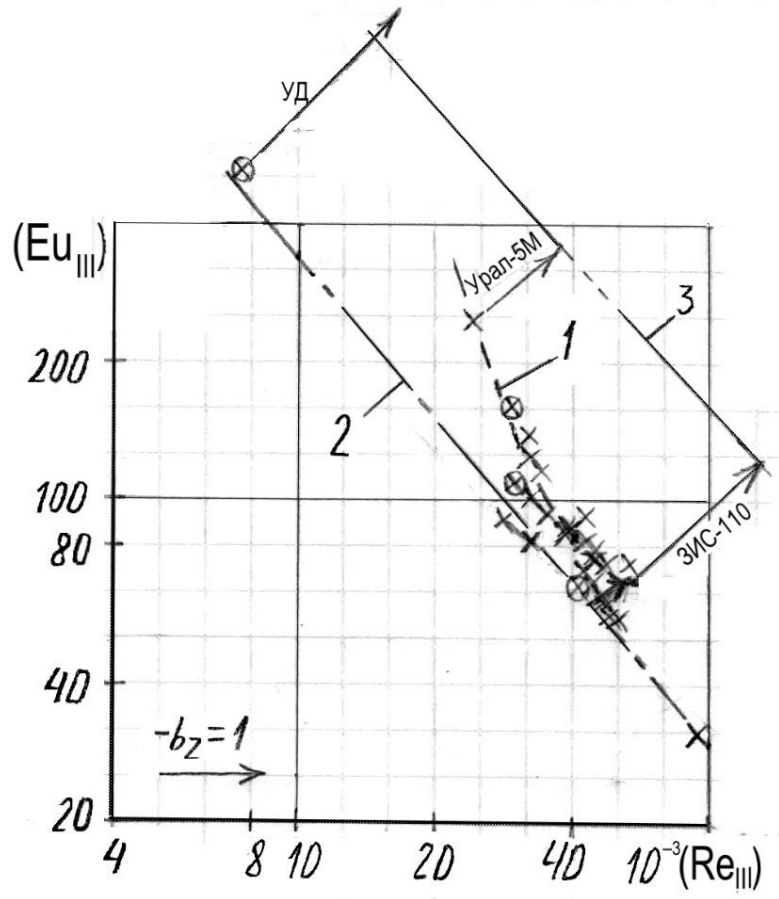


Рис. 5. Зависимости между критерием Струхала и двумя аналогами критерия Рейнольдса: линии 1 - для совокупности большинства точек ((б) – кроме насоса АПД Урал-5М); 2 – для насосов АПД МеМЗ-965, МеМЗ-966А с воздушным охлаждением и с жидкостным охлаждением ((а) ГАЗ-66, ЗМЗ-53, ЗМЗ-511.10, ЗИЛ-111, МЗМА-407, 408, Урал-5М; (б) ЗИЛ-111, ЗИС-110, М-21, ЗМЗ-24Д, УМЗ-451М); 3 – для насосов двигателей с воздушным охлаждением и АПД ВАЗ-21213, ЗИЛ-130, ЗМЗ-409 с жидкостным охлаждением.



(а)



(б)

Рис. 4. Зависимости между различными аналогами критериев Рейнольдса и Эйлера: линии 1 – для совокупности большинства точек; (а) 2 – для насосов двигателей УД и АПД МЗМА-407; (б) 2 – для насосов двигателей УД, АПД ВА3, ЗИС-111, ЗИС-110, МЗМА-407, МеМЗ-968, УМЗ-417, УМЗ-4218; 3 – для насосов двигателей УД, АПД ЗИС-110 и Урал-5М при смещении точек ($b_z = -1$). На рис. 4(а) указаны средние значения (Re_{II}) для двух групп насосов, внутри которых (Re_{II}) слабо изменяется.

В табл. 2 перечислены математические выражения и показатели точности обобщённых зависимостей $Y(X)$, показанных на рис. 1 – 6, а в табл. 3 и 4 приведены показатели точности расчёта подачи и давления масла с помощью этих зависимостей. Условный номер ОЗ содержит номер рисунка и номер кривой, изображённой там: например, (1а-1). Единицы измерения СКО такие же, как у зависимой переменной Y .

Примечания к зависимостям, перечисленным в табл. 2 (опущены слово «двигателей» или слова «для двигателей»):

(1а-1) – верхняя $b_z = -1$ для ВАЗ и ЗИС-110;

(1а-2) $b_z = -1$ для УД и Урал-5М;

(1б-1), (4б-3) $b_z = -1$ для УД, ЗИС-110 и Урал-5М;

(2-1) для Урал-5М относительная погрешность -25% ;

(3-1), (4б-1), (5а-1), (6а-2) с повышенными значениями зависимой переменной Y ;

(3-2), (5а-3), (5б-3), (6а-3), (6б-3) с воздушным охлаждением (ВО) и некоторые другие;

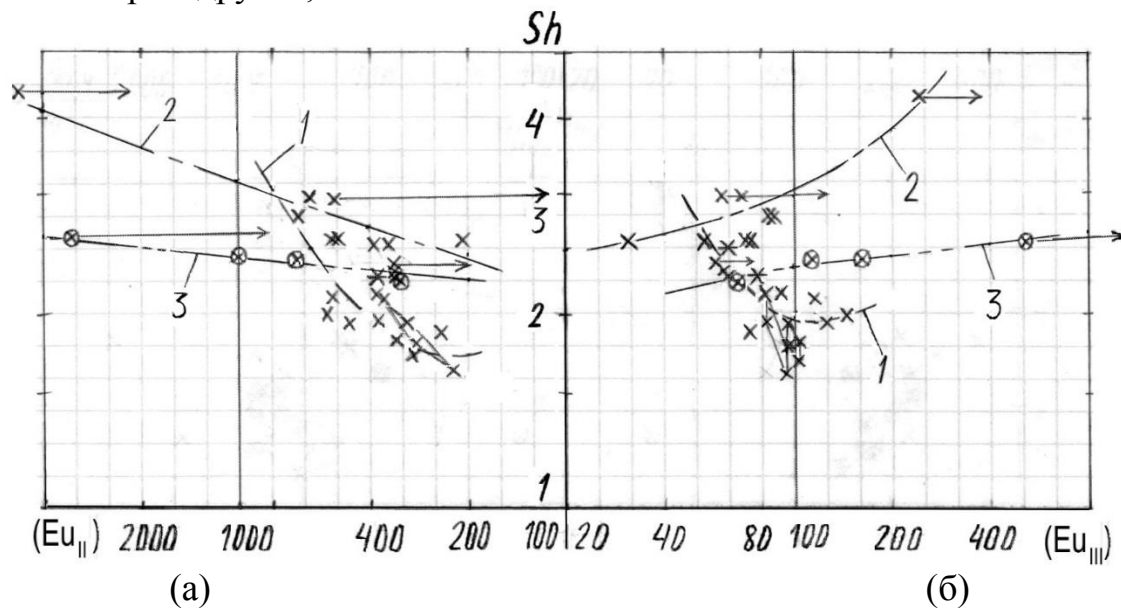


Рис. 6. Зависимости между критерием Струхала и двумя аналогами критерия Эйлера: линии 1 - для совокупности большинства точек; 2 – для насосов АПД с жидкостным охлаждением (ГАЗ-14, ЗИЛ-111, ЗИС-110, М-21, ЗМЗ-24Д, 412, УМЗ, Урал-5М); 3 – для насосов двигателей с воздушным и жидкостным ((а) ВАЗ, ЗМЗ-409; (б) ВАЗ-21213, ЗМЗ-409) охлаждением.

Таблица 2 – математические выражения и показатели точности обобщённых зависимостей (ОЗ) между аналогами критериев Рейнольдса и Эйлера и критерием Струхала

Переменные и условный номер ОЗ	Правая часть математического выражения $Y=...$	Показатели точности		
		СКО	отн. СКО	пределы ОП, % (для насосов)
1	2	3	4	5
$X=(Re_I),$ $Y=(Re_{II})$				
(1а-1) - верхняя	$\exp(4,22 - 0,444X + 0,0115X^2)$	0,20	0,18	+31,5 (МеМЗ-965) -30 (ВАЗ)
(1а-2)	$\exp(-1,16 - 0,064X + 0,0042X^2)$	0,071	0,11	+13 (Урал-5М) -13 (МеМЗ-966А)
$X=(Re_{III}),$ $Y=(Re_{II})$				
(1б-1)	$\exp(-5,46 + 2,30\ln X - 0,22\ln^2 X)$	0,153	0,15	+25 (ЗМЗ-24Д) -23 (ГАЗ-13)
(1б-2)	$\exp(-1,65 + 0,020X)$	0,023	0,034	+3,9 (УД) -3,0 (Урал-5М)
$X=(Re_{III}),$ $Y=(Re_I)$				
(2-1)	$-4,0 + 6,8\ln X$	2,0	0,093	+17,5 (МЗМА-407) -16 (ГАЗ-14, ЗИЛ-375)
$X=(Eu_{III}),$ $Y=(Eu_{II})$				
(3-1)	$0,041(X + 30)^{2,06}$	98,5	0,11	+17 (УМЗ-4218) -16 (ЗИС-110)
(3-2)	$3,52X^{1,10}$	31,7	0,038	+8,7 (МеМЗ-968) -9,0 (ВАЗ-2101)
(3-3)	$6,5X^{0,87}$	77,5	0,20	+27 (МЗМА-407) -27 (ЗМЗ-409)
$X=(Eu_{II}),$ $Y=(Re_{II})$				
(4а-1)	$\exp(4,40 - 0,887\ln X + 0,0286 \ln^2 X)$	0,087	0,083	+19 (МеМЗ-965) -19 (ГАЗ-14)
(4а-2)	$48,7X^{-0,693}$	0,054	0,078	-6,0...+5,4 (МЗМА-407)

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5
X=(Re _{III}), Y=(Eu _{III})				
(46-1)	$\exp(35,3 - 15,5\ln X + 1,93 \ln^2 X)$	22,4	0,21	+19 (МеМЗ-965) -28 (ГАЗ-66)
(46-2)	$5100X^{-1,18}$	13,2	0,13	+11,6 (МЗМА-407) -10,5 (ВАЗ-21213)
(46-3)	$19470X^{-1,10}$	23,7	0,047	+3,2 (Урал-5М) -3,4 (УД)
X=(Re _{II}), Y=Sh				
(5a-1)	$\exp(1,7 - 0,71X)$	0,18	0,068	+12 (МеМЗ-968) -12,5 (ГАЗ-14)
(5a-2)	$\exp(2,42 - 3,10X + 1,30X^2)$	0,12	0,053	+12 (МЗМА-407) -11 (ЗМЗ-511.10)
(5a-3)	$\exp(0,97 - 0,15X)$	0,055	0,024	+2,1 (ЗИЛ-130) -3,1 (ВАЗ-21213)
X=(Re _{III}), Y=Sh				
(5b-1)	$\exp(7,7 - 4,4\ln X + 0,677\ln^2 X)$	0,23	0,105	+15 (ГАЗ-13) -16 (412)
(5b-2)	$\exp(-9,41 + 5,39\ln X - 0,692\ln^2 X)$	0,039	0,0145	+2,2 (М-21) -1,6 (ЗМЗ-24Д)
(5b-3)	$\exp(0,97 - 0,0040X)$	0,070	0,030	+4,1 (ЗИЛ-130) -3,9 (МеМЗ-966А)
X=(Eu _{III}), Y=Sh				
(6a-1)	$\exp(8,90 - 3,18\ln X + 0,302\ln^2 X)$	0,245	0,11	+19 (ГАЗ-66) -15 (412)
(6a-2)	$0,73(X + 100)^{0,21}$	0,144	0,050	+7,0 (УМЗ-4218) -6,5 (ЗИЛ-111)
(6a-3)	$1,68 + 0,108\ln X$	0,060	0,025	+3,9 (МеМЗ-968) -4,0 (ВАЗ-2101)
X=(Eu _{III}), Y=Sh				
(6b-1)	$\exp(10,7 - 4,19\ln X + 0,435\ln^2 X)$	0,22	0,10	+19 (МЗМА-407) -19 (ГАЗ-14)
(6b-2)	$\exp(0,84 + 0,0025X)$	0,15	0,053	+8,1 (УМЗ-4218) -8,4 (ЗИС-110)
(6b-3)	$1,65 + 0,15\ln X$	0,049	0,021	+2,7 (МеМЗ-968) -2,4 (МеМЗ-965)

Таблиця 3 – показателі точності расчёта номинальной подачи масла $Q_{\text{нас}}$ (л/мин) шестерёнными насосами с помощью зависимостей, приведённых в табл. 2

Условный номер ОЗ	Расчётные формулы и ссылки на них	Кол-ч. насосов	Показатели точности			
			СКО, л/мин	отн. СКО	пределы ОП, % (для насосов)	САОП
1	2	3	4	5	6	7
	(Re_{II}) см. в табл. 2					
(1а-1)	(7), X по (1)	22	6,8	0,18	+31,5 (МеМЗ-965) -23 (ГАЗ-13)	0,146
(1б-1)	(7), X по (3)	26	5,4	0,15	+25 (ЗМЗ-24Д) -23 (ГАЗ-13)	0,118
	(E_{II}) см. в табл. 2					
(3-1)	(8), X по (5)	10	2,35	0,062	+9,2 (ЗИС-110) -7,8 (УМЗ-4218)	0,054
(3-2)	То же	8	1,2	0,040	+4,8 (ВАЗ-2101) -4,6 (МеМЗ-968)	0,025
(3-3)	То же; умножить на 0,96	11	3,4	0,090	+12,4 (ЗМЗ-409) -15 (МЗМА-407)	0,074
(4а-1)	(13 – 15); X по (4)	23	5,2	0,14	+27 (412) -26 (ЗИЛ-375)	0,097
	Sh см. в табл. 2					
(5а-1)	(9), X по (2); (17 – 19)	16	1,7	0,045	+10,7 (ЗМЗ-409) -7,6 (ВАЗ-21213)	0,029
(5а-2)	(9), X по (2)	10	4,7	0,14	+21 (ЗМЗ-511.10) -48 (МЗМА-407)	0,11
(5а-3)	То же	7	0,96	0,032	+3,5 (МеМЗ-966А) -3,7 (ЗИЛ-130, -375)	0,0225
(5б-1)	(9), X по (3); умножить на 0,95...0,96	18	3,2	0,086	+14 (412) -16,6 (ГАЗ-13)	0,066
(5б-2)	(9), X по (3)	7	0,37	0,011	+1,7 (ЗМЗ-24Д) -1,8 (М-21)	0,010
(5б-3)	То же	7	1,0	0,034	+4,1 (МеМЗ-966А) -4,1 (ЗИЛ-130)	0,024
(6а-1)	(9), X по (4); (17) с измен., (20); умножить на 0,946;	2	3,3	0,12	+13,6 (ЗМЗ-24Д) -7,2 (МЗМА-407)	0,091
	умножить на 0,73	11	7,3	0,19	+32 (УМЗ-451М) -26,5 (ГАЗ-13)	0,156
(6а-2)	(9), X по (4)	10	3,6	0,095	+9,8 (ЗИЛ-111) -9,5 (УМЗ-4218)	0,064
(6а-3)	То же	8	1,2	0,040	+4,7 (ВАЗ-2101) -4,5 (МеМЗ-968)	0,0243

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7
	Sh см. в табл. 2					
(6б-1)	(9), X по (5); умножить на 0,91	19	4,1	0,11	+22,6 (ГАЗ-14) -16 (МЗМА-407)	0,078
(6б-2)	(9), X по (5)	10	2,3	0,061	+9,2 (ЗИС-110) -7,6 (УМЗ-4218)	0,048
(6б-3)	То же	6	0,76	0,028	+2,7 (МеМЗ-965) -3,1 (МеМЗ-968)	0,0205

(3-3), (4б-2), (5б-1) с пониженными значениями Y ;

(4а-2) УД, МЗМА-407;

(5а-2) с повышенными значениями Y , также ЗИЛ-111, Урал-5М;

(5б-2) с пониженными значениями Y , кроме Урал-5М;

(6а-1) с пониженными значениями Y , также М-21, ЗМЗ-24Д, УМЗ-451М;

(6б-1) с пониженными значениями Y , также ВАЗ, ГАЗ-14, ЗМЗ-409, 412, МеМЗ-968, УМЗ-417, УМЗ-4218.

На рис. 1(б), 2 – 4 изображены монотонные обобщённые зависимости, а на рис. 1(б), 5 и 6 – как монотонные, так и немонотонные. О степени их силы или «тесноты» можно судить по значениям коэффициента корреляции $r_{Y\hat{Y}}$ исходных и вычисленных (по формулам табл. 2) значений критериев подобия. Среди аналогов критерия Re наиболее сильна зависимость (1б-1) и несколько менее – (2-1), для которых $r_{Y\hat{Y}} = 0,85$ и $0,82$, соответственно.

Примечание: во всех случаях аналог критерия Рейнольдса (Re_{III}) умножен на 10^{-3} .

Таблица 4 – показатели точности расчёта давления масла Δp_m (МПа) с помощью четырёх зависимостей, приведённых в табл. 2

Условный номер ОЗ	Расчётные формулы и ссылки на них	Кол-во несовп.	Показатели точности			
			СКО, МПа	отн. СКО	пределы ОП, %	САОП
1	2	3	4	5	6	7
(2-1)	(Re_{II}) см. в табл. 2; (10); X по (3)	26	0,075	0,18	+38 (МЗМА-407) -29 (МеМЗ-966А)	0,137
(4а-1)	(11), (Eu_{II}) по (16); умножить на 0,977	23	0,066	0,155	+39 (МеМЗ-965) -34 (ГАЗ-14)	0,114
(4б-1)	(Eu_{III}) см. в табл. 2; (12); X по (3)	17	0,054	0,123	+31 (МеМЗ-965) -21,6 (ЗИЛ-375)	0,097
(4б-2)	То же	10;	0,032	0,071	+11,6 (МЗМА-407) -11 (ВАЗ-21213)	0,071
		также УД				

Среди аналогов критерия Eu зависимости теснее, так как для двух

кривых рис. 3 $r_{Y\hat{Y}} \geq 0,99$. Также весьма сильны зависимости (Re_{II}) от (E_{II}) и (E_{III}) от (Re_{III}) на рис. 4: $r_{Y\hat{Y}} \geq 0,95$. На рис. 5 и 6 наибольшие значения $r_{Y\hat{Y}} = 0,96 \dots 0,988$ достигнуты для верхних кривых (5а-1, 5б-2, 6а-2, 6б-2), а наибольшее значение в среднем для трёх кривых (0,937) получено для рис. 5(а). Физический смысл полученных зависимостей вытекает из формул (1 – 6).

Среди математических описаний 25 зависимостей в табл. 2 преобладают показательные функции линейного, квадратичного и квадратично-логарифмического аргумента (15), а на втором месте по численности – степенные функции (7).

Согласно табл. 2, наименьшими величинами размаха изменения относительной погрешности (ОП) результата расчёта Y отличаются обобщённые зависимости (1б-2, 4б-3, 5а-3, 5б-2, 5б-3, 6а-3, 6б-3), относящиеся к 3...8 насосам, в том числе к 1...4 насосам двигателей с ВО. Наибольшими величинами этого размаха отличаются зависимости (1а-1, 1б-1, 3-3, 4а-1, 4б-1, 6б-1), относящимися к 11...26 насосам.

Согласно табл. 3, наименьшие величины размаха ОП результата расчёта подачи масла $Q_{нас}$ получены при использовании зависимостей (3-2, 5а-3, 5б-2, 5б-3, 6а-3, 6б-3), а наибольшие – при использовании зависимостей (1а-1, 1б-1, 4а-1, 5а-2, 6а-1, 6б-1). Видно, что как правило, более точная обобщённая зависимость позволяет и точнее вычислить $Q_{нас}$. Что касается показателя САОП, то минимальная САОП 0,010 получена при использовании зависимости (5б-2), относящейся к 7 насосам, а максимальная САОП 0,156 – при использовании зависимости (6а-1) для 11 насосов.

Согласно табл. 4, наименьшая величина размаха ОП результата расчёта давления масла Δp_m получены при использовании зависимости (4б-2), а наибольшие – при использовании зависимостей (2-1) и (4а-1). Минимальная САОП 0,071 получена здесь при использовании зависимости (4б-2), а максимальная САОП 0,137 – при использовании зависимости (2-1), относящихся соответственно к 11 и 26 насосам. Видно, что номинальную подачу масла обычно можно рассчитать точнее, чем его давление.

Обобщённые зависимости (4а-1, 5а-1, 6а-1) могут применяться для расчёта $Q_{нас}$ с приемлемой точностью только совместно с дополнительными, рассмотренными ниже. В (4а-1) от величины подачи масла зависят и $X=(E_{II})$, согласно (4), и $Y=(Re_{II})$, согласно (2). После логарифмирования обеих частей (4а-1), с учётом (4) и (2), (4а-1) приводится к квадратному уравнению относительно $\ln Q_{нас}$, откуда

$$\ln Q_{нас(4a-1)} = -\frac{A_1}{2A_2} \left(-1 \pm \sqrt{1 - \frac{4A_0A_2}{A_1^2}} \right); \quad Q_{нас(4a-1)} = \exp(\ln Q_{нас(4a-1)}), \quad (13)$$

где A_2, A_1, A_0 – коэффициенты этого уравнения:

$$\begin{aligned} A_2 &= 1; A_1 = -\ln a_X + 6,7657; \\ A_0 &= 8,7413(4,4 + \ln(bd_{\text{нар}})^{0,5} - 0,887\ln a_X + 0,0286\ln^2 a_X) \end{aligned} \quad (14)$$

где $a_X = (Eu_{II})Q_{\text{нас}}^2 = \Delta p_M (bd_{\text{нар}})^2$; размеры шестерён насоса b и $d_{\text{нар}}$ в миллиметрах, а давление масла Δp_M – в мегапаскалях; при этом подача масла получится в литрах в минуту.

Проверка для 22 насосов показала, однако, что точность расчёта $Q_{\text{нас}}$ с помощью (13) неудовлетворительная; в ряде случаев $4A_0/A_1^2 > 1$, поэтому под знак корня в правой части (13) введён оператор модуля $|\dots|$. Чтобы улучшить эту точность, была исследована абсолютная погрешность $\Delta Q_{\text{нас}}$ этого расчёта при различных знаках перед корнем в (13), а также для полусуммы результатов при обоих знаках. Выявлены подгруппы насосов, для которых результат расчёта $Q_{\text{нас}}$ с помощью (13) точнее при знаке плюс (в этой подгруппе только насос АПД Урал-5М), минус (в этой подгруппе 8 насосов АПД ВАЗ, ГАЗ-13, ЗМЗ-53, -511.10, 408, УМЗ-417, -4218, ЗИС-110) и для полусуммы обоих вариантов (остальные насосы).

Результат по (13) не исправлялся при знаке минус перед корнем для насосов второй подгруппы, а для насосов других подгрупп из этого результата вычиталась поправочная функция $\Delta Q_{\text{нас}(4a-1)}$ (л/мин), аппроксимированная выражением

$$\Delta Q_{\text{нас}(4a-1)} = 273 - 74\ln(Eu_{II}) + 5,3\ln^2(Eu_{II}), \quad (15)$$

где аналог критерия Эйлера (Eu_{II}) подсчитывается по значению $Q_{\text{нас}}$, найденному согласно (13), с помощью формулы (4). Таким образом, точность расчёта подачи масла на основании зависимости (4a-1) стала приемлемой, хотя невысокой.

Если эту зависимость использовать для расчёта давления масла Δp_M при известной его подаче, то из (4a-1) нужно выразить аналог критерия Эйлера:

$$\begin{aligned} \ln(Eu_{II}) &= -15,507 \left(-1 + \sqrt{1 - 0,1454(4,4 - \ln(Re_{II}))} \right); \\ (Eu_{II}) &= \exp(\ln(Eu_{II})) \end{aligned} \quad (16)$$

и вычислить Δp_M с помощью формулы (11). В отличие от (13), здесь перед корнем нужно использовать только знак плюс.

Зависимость (5a-1) характерна тем, что от $Q_{\text{нас}}$ также зависят обе части соответствующего уравнения, которое, с учётом абсолютной погрешности расчёта критерия Струхала Sh , приводится к виду

$$\frac{Sh_{(5a-1)}Q_{\text{нас}}}{Q_{\text{нас}}} + 0,18k_{\sigma} = \exp \left(1,7 - 0,71 \frac{Q_{\text{нас}}}{\sqrt{bd_{\text{нар}}}} \right), \quad (17)$$

где k_{σ} – коэффициент СКО, в данном случае равный 0,18, согласно табл. 2; произведение $Sh_{(5a-1)}Q_{\text{нас}}$ не зависит от подачи масла,

согласно (6).

Перед нахождением $Q_{\text{нас}}$ из этого уравнения методом последовательных приближений или итераций, для чего подачу масла нужно было выразить из левой части (17), было исследовано изменение коэффициента СКО для рассматриваемых здесь (то есть для зависимости (5а-1)) 16 насосов (АПД ВАЗ, ГАЗ-13, ГАЗ-14, М-21, ЗМЗ-24Д, -409, ЗИЛ-130 и -375, МеМЗ-968, 412, УМЗ, ЗИС-110, Урал-5М). Оказалось, что величину k_{σ} можно связать с определяющим размером насоса $(bd_{\text{нар}})^{0,5}$ (в миллиметрах) квадратичной функцией, значения коэффициентов которой различны для двух подгрупп насосов (рис. 7(а)). После выражения k_{σ} из неё через этот размер получились формулы:

$$k_{\sigma(5a-1)} = \begin{cases} 0,0906 \left(1 + \sqrt{25,7647 \sqrt{bd_{\text{нар}}} - 896,383} \right) & \text{для ГАЗ-13, ЗМЗ-409, ЗИЛ-130} \\ 0,0906 \left(1 - \sqrt{25,7647 \sqrt{bd_{\text{нар}}} - 896,383} \right) & \text{для ЗИС-110, УМЗ-4218, Урал-5М} \\ 0,2921 \left(1 + \sqrt{7,2058 \sqrt{bd_{\text{нар}}} - 225,62} \right) & \text{для ВАЗ-21213, М-21, МеМЗ-968, УМЗ-451М} \\ 0,2921 \left(1 - \sqrt{7,2058 \sqrt{bd_{\text{нар}}} - 225,62} \right) & \text{для ВАЗ-2101, -2106, ГАЗ-14, 412} \end{cases} \quad (18)$$

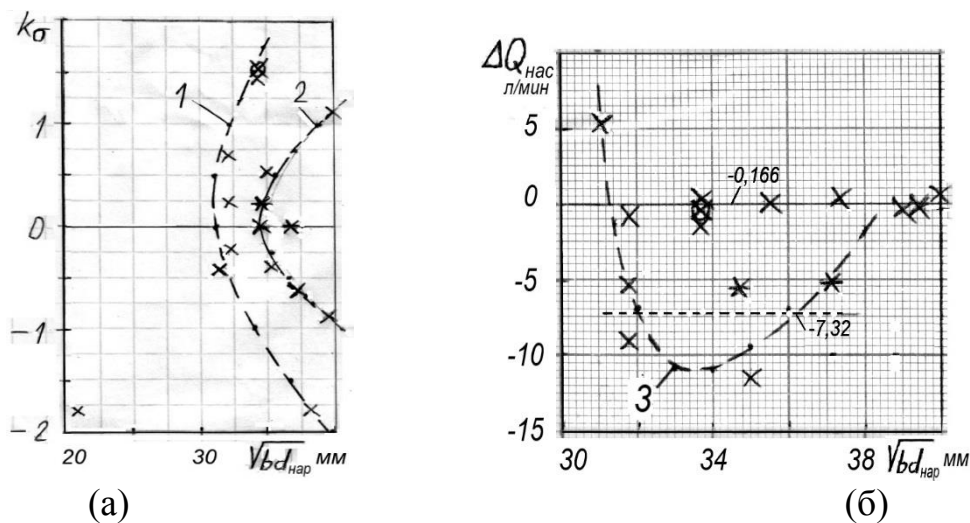


Рис. 7. Вспомогательные зависимости для использования обобщённой зависимости (5а-1) при расчёте подачи масла по (17): (а) коэффициента СКО от определяющего размера насоса; (б) абсолютной погрешности расчёта $\Delta Q_{\text{нас}(5a-1)}$ от этого размера, уменьшённого на 30 мм (указаны средние значения для двух подгрупп насосов); линии 1 и 2 – для верхней и нижней пар формул в правой части (18), соответственно; 3 – по (19).

С использованием (18) были найдены значения подачи масла из (17) методом итераций и установлено, что для 6 насосов (АПД ГАЗ-13, ЗМЗ-409, УМЗ-4218, ВАЗ-2106, -21213, 412) точность её расчёта неудовлетворительная, а для других 10 насосов она приемлемая (относительная погрешность менее 5%). Поэтому для первой

подгруппы насосов с помощью МНК получена зависимость абсолютной погрешности $\Delta Q_{\text{нас}(5a-1)}$ (л/мин) от смещённого на 30 мм вниз определяющего размера (рис. 7(б)):

$$\Delta Q_{\text{нас}(5a-1)} = 10,209 - 34,17 \ln((bd_{\text{нар}})^{0,5} - 30) + 13,694 \ln^2((bd_{\text{нар}})^{0,5} - 30). \quad (19)$$

Благодаря вычитанию $\Delta Q_{\text{нас}}$ по (19) из результата расчёта $Q_{\text{нас}}$ по (17) для этой подгруппы насосов (для второй их подгруппы $\Delta Q_{\text{нас}}$ была достаточно малой), достигнута приемлемая точность расчёта подачи масла в целом для 16 насосов.

Аналогично расчёту $Q_{\text{нас}}$ с помощью зависимости (5a-1) вычисляется подача масла и с помощью зависимости (6a-1). Отличия здесь в том, что, согласно табл.2, СКО равно не 0,18, а 0,245; показательная функция в правой части уравнения, аналогичного (17), более сложная и зависит не от (Re_{II}) , а от (Eu_{II}) . Оказалось, что коэффициент СКО хорошо коррелирован с произведением критерия Sh на аналог критерия Рейнольдса (Re_{II}) , причём соответствующую зависимость можно описать разными функциями для двух подгрупп насосов (рис. 8).

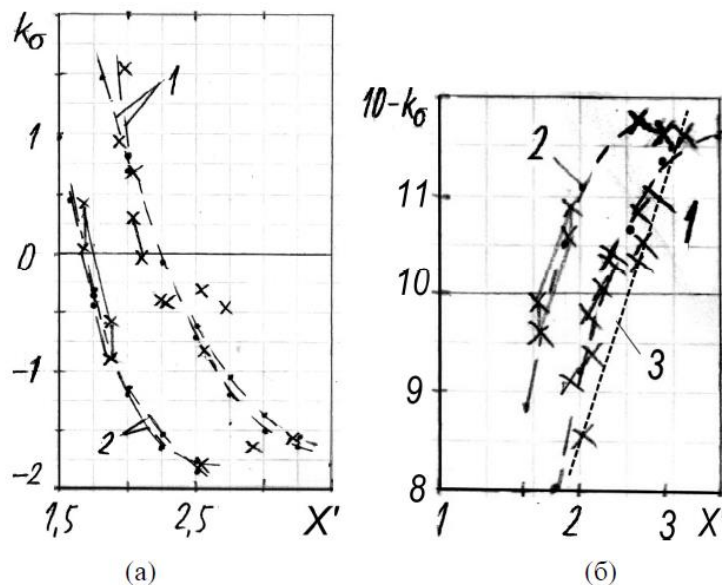


Рис. 8. Зависимости коэффициента СКО, связанного с (6a-1), от произведения $X' = Sh \cdot (Re_{II})$: (а) квадратичные, (б) квадратично-логарифмические; 1 – для насосов 12 АПД, кроме 3МЗ-24Д и 3МЗА-407; 2 – для насосов двух последних двигателей; 3 – линия хорды.

Выяснилось, что сходимость итераций к конкретному значению $Q_{\text{нас}}$, получаемому с помощью изменённого (как сказано выше) уравнения (17), существенно зависит от величины коэффициента СКО. Если он ниже определённой «критической» величины, своей для каждого насоса, то итерации расходятся. Поэтому из возможных

вариантов описания зависимости k_{σ} от переменной X' выбраны следующие:

$$k_{\sigma(6a-1)} = \begin{cases} 17 - 15,5X' + 3,2X'^2 & \text{для } 3МЗ-24Д, МЗМА-407 \\ 5,9 - 6,4 \ln X' & \text{для } ГАЗ, М-21, 3МЗ-53, -511.10, ЗИЛ-130, -375, 408, 412, \\ & УМЗ-451М \end{cases} \quad (20)$$

Здесь верхнему варианту формулы соответствует линия 2 на рис. 8(а), а нижнему варианту – линия 3 на рис. 8(б).

Дополнительно, для улучшения точности расчёта $Q_{\text{нас}}$ по (6а-1) необходимо умножить результат, полученный методом итераций, на 0,946 (для насосов АПД 3МЗ-24Д и МЗМА-407) и 0,73 (для других насосов). Таким образом, применение ряда обобщённых зависимостей для расчёта подачи масла может требовать специальных приёмов.

Хотя большинство АПД, перечисленных в табл.1, сейчас не выпускается серийно, многие из них присутствуют на «вторичном рынке». Важнее то, что большинство полученных обобщённых зависимостей применимы к сравнительно недавно разработанным и выпускающимся серийно 4-цилиндровым двигателям 3МЗ-409, УМЗ-417, -421 и их модификациям. Они устанавливаются в основном на популярных легковых автомобилях повышенной проходимости, выпускаемых Ульяновским автозаводом (УАЗ) [14]. На рис. 1 – 6 видно, что точки ж (насосы двигателей 3МЗ-409 и УМЗ-4213 со впрыском бензина) не выделяются из полей точек х (насосы карбюраторных двигателей), поэтому способ подачи бензина не влияет на возможность обобщения данных о параметрах масляных насосов и систем смазки АПД.

Характерные особенности полученных обобщённых зависимостей: (а) они не содержат параметров двигателей, кроме $n_{\text{нас}} = 0,5n_n$, и потому обладают «гибкостью» по отношению к их конструкциям; (б) множественность получаемых с их помощью номинальных значений $Q_{\text{нас}}$ и Δp_m для одного и того же двигателя. Влияние конструкции двигателя проявляется косвенно, через геометрическую форму ОЗ для их частных реализаций (рис. 1 – 6). Выбрать подходящую обобщённую зависимость можно на основе приведённых в табл. 3 и 4 значений пределов относительной погрешности расчёта этих параметров и САОП. В табл. 5 приведены номера зависимостей, с помощью которых можно вычислять $Q_{\text{нас}}$ и Δp_m для современных отечественных АПД со впрыском бензина. (Хотя значения давления масла указаны в описаниях этих двигателей, значения же номинальной подачи масла не публиковались и, вероятно, даже не измерялись.)

Для двигателя 3МЗ-409 подачу масла можно вычислить по 9

зависимостям, из которых, согласно табл.3, минимальная САОП 0,0205 характерна для (6б-3); немного хуже точность расчёта $Q_{\text{нас}}$ по зависимостям (3-2, 5а-3, 5б-3, 6а-3). Поэтому $Q_{\text{нас}}$ можно вычислить либо с помощью (6б-3), либо получить пять результатов с помощью всех этих зависимостей и взять среднее их значение. Давление масла для этого двигателя можно вычислить по трём зависимостям (2-1, 4а-1, 4б-1), из которых минимальная САОП 0,097 у (4б-1).

Таблица 5 – Обобщённые зависимости, пригодные для расчёта номинальных подачи и давления масла у современных отечественных АПД

Двигатель	Для расчёта подачи масла					Для расчёта давления масла		
	(1а-1) (1б-1) (4а-1) (6б-1)	(3-2)	(5а-3)	(5б-3)	(6а-3)	(6б-3)	(2-1) (4а-1)	(4б-1)
ЗМЗ-409								
УМЗ-4213		(3-1)	(5а-1)	(5б-1)	(6а-1, 6а-2)	(6б-2)		(4б-2)

Для двигателя УМЗ-4213 минимальная САОП 0,029 расчёта подачи масла свойственна рассмотренной выше зависимости (5а-1), но проще пользоваться менее точной зависимостью (5б-1) с САОП 0,066. Зависимости (3-1, 6а-2, 6б-2) занижают результат для этого двигателя на 8...10%, поэтому при их использовании для расчёта $Q_{\text{нас}}$ нужно умножать результат примерно на 1,1. Из трёх зависимостей, по которым можно найти давление масла для этого двигателя, минимальная САОП 0,071 у (4б-2). Чтобы читатель мог рассчитать $Q_{\text{нас}}$ и $\Delta p_{\text{м}}$ для этих двигателей с помощью перечисленных зависимостей, нужно принять частоту вращения $n_{\text{нас}}$ равной половине номинальной частоты вращения коленчатого вала, указанной в их описаниях, и величину определяющего размера масляного насоса $(bd_{\text{нар}})^{0,5}$ (34,7 мм для ЗМЗ-409 и 37,1 мм для УМЗ-4213), полученную на основе размеров шестерён [14; 15].

Выше предполагалось, что размеры шестерён масляного насоса и, следовательно, его определяющий размер известны. Но при разработке нового АПД ни одна из известных конструкций таких насосов может не подойти, и потребуются найти рациональные значения этих размеров. Выбрать величину определяющего размера насоса $(bd_{\text{нар}})^{0,5}$ (мм), необходимую для использования рассмотренных обобщённых зависимостей, можно с помощью регрессионной зависимости этого параметра от рабочего объёма $i_{\text{цил}} V_{\text{н}}$ (л) отечественных АПД (рис. 9), полученной на основе сведений, опубликованных в [5] и описаниях более новых двигателей.

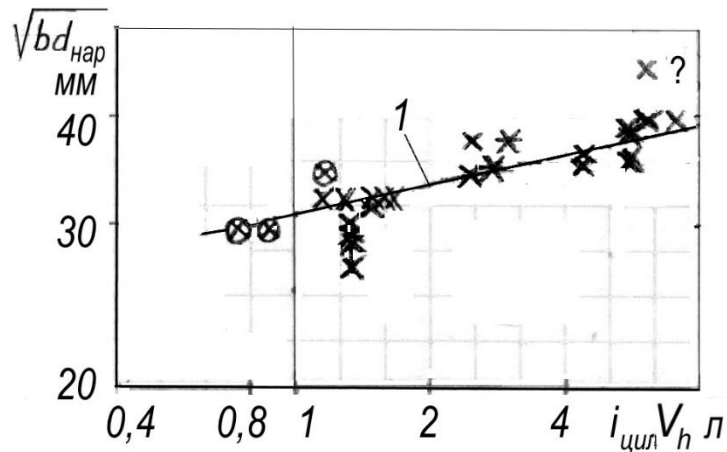


Рис. 9. Статистическая зависимость определяющего размера шестерённого масляного насоса от рабочего объёма бензинового автомобильного двигателя (знак ? – предполагаемая точка для насоса АПД ЗИЛ-114).

Основное поле точек на рис. 9 соответствует насосам с шириной шестерён $b \approx 30 \dots 41$ мм и аппроксимировано степенной функцией (линия 1)

$$(bd_{\text{нар}})^{0,5} \approx 31(i_{\text{цил}} V_h)^{0,11}, \quad (21)$$

для которой СКО $\sigma \approx 1,5$ мм, относительное СКО 0,0425 и пределы изменения относительной погрешности примерно $\pm 8\%$ (нижний предел для УМЗ-417, верхний – для ГАЗ-13). Для насосов с $b < 30$ и $b > 41$ мм (как у АПД МЗМА-407, 408, ЗИЛ-111 и стационарного двигателя УД1) к результату по (21) нужно прибавить корректирующую функцию ширины шестерни ($13,1 \ln b - 43,3$). Если эта ширина выбрана, то с помощью (21) легко найти наружный диаметр шестерни $d_{\text{нар}}$, от которого зависит модуль зубчатого зацепления, равный $d_{\text{нар}}/(2+z_{\text{зуб}})$.

Значение отношения $b/d_{\text{нар}}$ для большинства исследованных насосов находится в пределах примерно 0,73...1,1 и тем выше, чем больше разность размеров ($b - d_{\text{нар}}$) с учётом её знака.

Выводы.

1. Приведенные иллюстрации (рис. 1 – 6) свидетельствуют, что не удалось получить единую обобщённую зависимость (ОЗ), характеризующую данные обо всех рассмотренных масляных насосах и системах смазки двигателей. Наименьшая расслоенность свойственна ОЗ между аналогами критерия Рейнольдса: (1б-1), позволяющей рассчитать номинальную подачу масла с САОП 0,118, и (2-1), позволяющей вычислить его избыточное давление с САОП 0,137. Этим ОЗ не подчиняются указанные параметры системы смазки АПД Урал-5М.

2. Наиболее точен расчёт номинальной подачи масла с помощью ОЗ (5б-2) с САОП 0,010, характеризующей масляные насосы 7 двигателей (двух с воздушным охлаждением и также М-21, ЗМЗ-24Д,

ЗИЛ-111, ЗИС-110, УМЗ-451М с жидкостным).

3. Наиболее точен расчёт избыточного давления масла с помощью ОЗ (46-2) с САОП 0,071, характеризующей масляные насосы 11 двигателей: стационарных УД и автомобильного МеМЗ-968 с воздушным охлаждением, и также АПД ВАЗ, ЗИС-110, ЗИЛ-111, МЗМА-407, УМЗ-417, -4218 с жидкостным.

4. Большинство полученных ОЗ могут применяться для расчёта номинальных подачи и давления масла в системах смазки современных 4-цилиндровых двигателей ЗМЗ-409, УМЗ-4213 и их модификаций. В то же время, ОЗ не содержат каких-либо параметров двигателя, оборудованного шестерённым масляным насосом (кроме частоты вращения его валика, равной практически всегда половине номинальной частоты вращения коленчатого вала). Желательно получение экспериментальных данных о номинальной подаче масла шестерёнными насосами в этих двигателях.

Литература:

1. *Зейнетдинов Р.А.* Проектирование автотракторных двигателей : Учеб. пособие / *Р.А. Зейнетдинов* [и др.]; Ульяновский гос. технич. ун-т. Ульяновск, 2004. 168 с.
2. *Тимченко І.І., Жадан П.В., Жилін С.С.* Системи ДВЗ : Навч. посібник / За заг. ред. І.І. Тимченка. Харків: ХНАДУ, 2007. 204 с.
3. *Шатров М.Г.* Автомобильные двигатели: курсовое проектирование : Учеб. пособие / *М.Г. Шатров* [и др.]; под ред. М.Г. Шатрова. М.: Академия, 2011. 256 с.
4. *Запов Ю.И., Лашко В.А.* Системы топливоподачи, охлаждения и смазки поршневых двигателей : Учеб. пособие. Хабаровск: Изд. ТОГУ, 2009. 202 с.
5. *Гугин А.М.* Быстроходные поршневые двигатели: Справочник. Л.: Судостроение, 1967. 260 с.
6. *Фучаджи К.С., Кауфман Ш.М.* Автомобиль «Запорожец» ЗАЗ-965А. М.: Транспорт, 1969. 336 с.
7. *Бабкин Г.Ф.* Автомобильный двигатель ЗИЛ-130 / *Г.Ф. Бабкин* [и др.]; под ред. А.М. Кригера. М.: Машиностроение, 1973. 264 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 456 с.
9. *Навроцкий К.Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
10. *Осипов А.Ф.* Объемные гидравлические машины. Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов. М.: Машиностроение, 1966. 160 с.
11. *Чайнов Н.Д.* Конструирование двигателей внутреннего

сгорания: Учебник [Текст]/ Н.Д. Чайнов [и др.]; Под ред. Н.Д. Чайнова. - М.: Машиностроение, 2008. - 496 с.

12. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. 320 с.

13. Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. М.: Наука, 1968. 288 с.

14. Автомобили УАЗ-31601, УАЗ-31602 [и др.]. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту ИР 05808600.046-2004 / ОАО «Ульяновский автомобильный завод». [Ульяновск], 2004. 272 с.

15. UAZ Patriot. Бензиновый двигатель ЗМЗ-409. М.: Третий Рим, б.г. 268 с. (Серия «Ремонт без проблем».)

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНИХ ПОКАЗНИКІВ СИСТЕМ ЗМАЩЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ З ДОПОМОГОЮ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ МІЖ ГІДРОДИНАМІЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ ПОДІБНОСТІ

Стефановський О.Б.

Анотація – в статті узагальнені опубліковані відомості про параметри і показники шестерінчастих масляних насосів із зовнішнім зачепленням, що застосовувалися і застосовуються у вітчизняних автомобільних двигунах з іскровим запалюванням. Вирази для критеріїв подібності Рейнольдса, Ейлера і Струхала, використуваних в гідродинаміці і дослідженнях гідроприводів, модифіковані так, щоб в них входили основні параметри і показники цих насосів. На підставі гіпотези про однорідність фізичного стану подібних за складом моторних масел при нормальному тепловому режимі автомобільних двигунів, замість самих критеріїв Рейнольдса і Ейлера розглянуто зміну їх розмірних аналогів, що не залежать від властивостей масел. Як визначальний розмір вибране «середнє геометричне» осьової довжини (ширини) і зовнішнього діаметра шестерень насоса. Отримано ряд узагальнених залежностей між зазначеними критеріями, з тією або іншою точністю характеризують різні сукупності досліджених масляних насосів. Розроблено способи розрахунку номінальної подачі масла і його надмірного тиску з використанням цих залежностей, з цих способів обрані найбільш вдалі. Середня по абсолютній величині відносна похибка (САВП) розрахунку подачі масла змінюється від 0,010 до 0,156 (при зміні відповідної кількості насосів від 7 до 11), а для найбільш загальних залежностей, що

характеризують 22...26 насосів, знаходиться в межах 0,10...0,15. САВП розрахунку тиску масла змінюється від 0,071 до 0,137 (при зміні відповідної кількості насосів від 11 до 26). Для використання деяких узагальнених залежностей запропоновані додаткові співвідношення параметрів, що поліпшують збіжність ітерацій і знижують відносну похибку результатів розрахунку подачі масла. Більшість отриманих узагальнених залежностей придатні для розрахунку подачі і тиску масла в системах змащення сучасних автомобільних двигунів з уприскуванням бензину (ЗМЗ-409, УМЗ-4213). Для цих двигунів зіставлена точність результатів, одержуваних за допомогою різних залежностей, і зроблені рекомендації про вибір останніх.

Ключові слова - двигун, система мастила, подача масла, тиск масла, залежність.

CALCULATION OF AUTOMOTIVE ENGINE LUBRICATION SYSTEM RATED PARAMETERS WITH USING OF CORRELATIONS BETWEEN HYDRODYNAMICAL SIMILARITY CRITERIA

A. Stefanovsky

Summary

The article summarizes the published information on the parameters of gear oil pumps with external gearing, which were and are used in domestic car and truck engines with spark ignition. The expressions for the similarity criteria of Reynolds, Euler, and Strouhal used in hydrodynamics and hydraulic drive research are modified so that they include the main parameters of these pumps. Based on the hypothesis about the homogeneity of the physical state of engine oils with a similar composition under normal thermal conditions of automobile engines, instead of the Reynolds and Euler criteria themselves, a change in their dimensional analogs independent of the oil properties is considered. The "geometric mean" of the axial length and the outer diameter of the pump gears is selected as the determining size. Several generalized correlations between these criteria are obtained characterizing the various aggregates of the studied oil pumps with different degree of accuracy. Methods are developed for the calculation of rated oil flow rate and excess pressure using these correlations; the most successful of these methods are selected. The absolute average relative error (AARE) for the calculation of the rated oil flow rate varies from 0.010 to 0.156 (when the corresponding number of pumps changes

from 7 to 11), and for the most common correlations characterizing 22 ... 26 pumps it is in the range of 0.10 ... 0.15. At the calculation of oil pressure AARE varies from 0.071 to 0.137 (when the corresponding number of pumps changes from 11 to 26). To use some generalized correlations, additional parameter functions are proposed to improve the convergence of iterations and reduce the relative error of calculation results for the rated oil flow rate. Most of the obtained generalized correlations are suitable for calculating the rated oil flow rate and pressure in the lubrication systems of modern automobile engines with gasoline injection (ZMZ-409, UMZ-4213). For these engines, the accuracy of results obtained with using different correlations is compared and recommendations are made on choosing them.

Keywords - engine, lubrication system, oil supply, oil pressure, dependence.

УДК 631.171.075.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-177-187

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ РІЗНИХ МАТЕРІАЛІВ В ЯКОСТІ ПІДЛОГИ НА МОЛОЧНО-ТОВАРНИХ ФЕРМАХ

Болтянська Н. І., к.т.н.,

Болтянський О. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – розвиток і ефективність тваринництва зумовлюється рівнем впровадження у виробництво наукових розробок і передового досвіду, реалізації заходів, що забезпечують істотне підвищення продуктивності тварин та якості продукції. Від типу і якості підлоги, використовуваної в приміщеннях для утримання тварин, залежать ветеринарний стан ферми, дотримання технологічних вимог до утримання різних статевовікових груп, а також економічні показники виробництва. У статті розглянуто переваги, недоліки та наслідки тримання великої рогатої худоби на твердій бетонній підлозі. Відзначено, що гумова підлога для корів м'якша: на ній травматизм зводиться до мінімуму, тварини на таких підлогах активніші, більше рухаються. Проте навіть за всіх своїх переваг гумова підлога не вирішує проблем копитного рогу. Більше того, не зважаючи на правильну постановку копита, ріг стирається повільніше, тому профілактичне його обрізання за утримання корів на м'яких гумових підлогах доводиться робити частіше, аніж на бетоні: 3–4 рази на рік замість звичних двох разів. Розглянуто склад гуми, яку застосовують для покриття в зонах пересування худоби, її переваги і недоліки. Покриття для проходів постачають на ринок цільними рулонами та у вигляді невеликих килимків, з'єднаних між собою, немов пазли, за системою «ластівчин хвіст», тобто пазл у пазл. Визначено, що рулонна технологія більш економна та безвідходна, ніж пазлова. Господарства замовляють цільний шматок із розрахунку площі свого приміщення (гнойової алеї, галереї та накопичувача), це значно спрощує монтаж і зменшує відходи, бо не треба вирізати, кроїти й підганяти. Крім того, це економніше — замовник платить за ту кількість гуми, яку він замовив. Є в рулонів ще один плюс: не виникає проблем із просочуванням води та забиванням стиків гноєм, тоді як між пазлами це трапляється часто.

Ключові слова – тваринництво, підлога, гнойовий прохід, бетонне покриття, гумове покриття.

Постановка проблеми. Україна має значний природний потенціал, завдяки чому здатна не лише забезпечити власні потреби в основних продуктах харчування рослинного і тваринного походження, але і стати експортером високоякісної, конкурентоспроможної, біологічно чистої продукції [1].

Проте, упродовж останніх років в Україні відбувся катастрофічний занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі. За період 1991...2012 років в усіх категоріях господарств поголів'я свиней скоротилося на 12,1 млн. або в 2,6 рази, (з 19,4 млн. до 7,3 млн.) переважно за рахунок стрімкого скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах - на 11,8 млн. або 6,2 рази [2,3].

В результаті стрімкого скорочення поголів'я великої рогатої худоби, птаха та ін., споживання м'яса і м'ясопродуктів зменшилося з 68,2 кг в 1990 році до 34,5 кг в 2012 році, тобто майже в 2 рази. У структурі споживання м'яса свинина складає найбільшу частину - 41% (яловичина і птах, відповідно 28%, 27%, інші 4% - баранина, риба та ін.) [4].

Аналіз останніх досліджень. Розвиток галузі тваринництва нерозривно пов'язаний з удосконаленням тваринницьких приміщень, утримання тварин, засобів механізації й автоматизації. Зведення приміщень для утримання великої рогатої худоби є важливим завданням сільськогосподарського будівництва. Питаннями утримання тварин займались: Мелер А., Хейниг В., Адамчук В.В., Фененко А.І., Комаров Б.А., Рязанцев В.П. та ін. [5,6].

Розвиток і ефективність тваринництва зумовлюється рівнем впровадження у виробництво наукових розробок і передового досвіду, реалізації заходів, що забезпечують істотне підвищення продуктивності тварин та якості продукції. Визначальний вплив на собівартість продукції тваринництва має його техніко-технологічне забезпечення [7,8].

Від типу і якості підлоги, використовуваної в приміщеннях для утримання тварин, залежать ветеринарний стан ферми, дотримання технологічних вимог до утримання різних статевовікових груп, а також економічні показники виробництва [9].

Доведено, що внаслідок травм щороку вибраковується 15–20% стада. Причина цього часто криється в тому, що господарі не хочуть, або забувають, приділяти належну увагу зонам пересування корів [6].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є розглянути переваги і недоліки використання різних матеріалів для облаштування проходів в корівниках та доцільність застосування гумового покриття для проходів на фермах великої рогатої худоби.

Основна частина. За безприв'язно-боксової системи утримання ВРХ тварини постійно переміщуються: на доїння, до кормового столу, напувалок тощо. Європейські фермери ось уже десятки років усі проходи в корівниках облаштовують гумовим покриттям. В Україні ж стандартне покриття гнойових проходів чи проходів між секціями і галереєю — бетонне, у ліпшому разі — з антиковзальними насічками. У результаті маємо занадто тверде, холодне та незручне покриття для тварин, яке спричиняє масу проблем для здоров'я ВРХ [10,11].

Утримання худоби на твердій бетонній підлозі провокує чимало хвороб кінцівок і суглобів тварин, наприклад, неправильне відростання копитного рогу. У природних умовах корова пересувається по м'якій поверхні (земля, пісок, трава і т.п.), яку продавлює зовнішній бік копита, і тварина відчуває себе впевнено. Для стійких рухів тварини глибина продавлювання має становити не менше ніж 3 мм. А це неможливо на бетоні. Як наслідок у корів, що знаходяться в комплексі цілодобово й мало рухаються, копитний ріг відростає неправильно, загинається, заважаючи ходьбі. Згодом він тріскається та заламується, що призводить до просідання тварин на задні кінцівки, до неправильної осанки та навантаженню на суглоби, що призводить до пошкодження м'яких тканин і хвороби копит [10].

Гумова підлога для корів м'якша: на ній травматизм зводиться до мінімуму, тварини на таких підлогах активніші, більше рухаються. Проте навіть за всіх своїх переваг гумова підлога не вирішує проблем копитного рогу. Більше того, не зважаючи на правильну постановку копита, ріг стирається повільніше, тому профілактичне його обрізання за утримання корів на м'яких гумових підлогах доводиться робити частіше, аніж на бетоні: 3–4 рази на рік замість звичних двох разів.

Якщо контролювати стан копитного рогу можна регулярним обрізанням, то впоратися з травматизмом на бетонній підлозі значно важче. Тварини, страхаючись послизнутися на гладкій поверхні бетону, намагаються менше рухатися, а нормативи радять коровам проходити не менше ніж 2 км на день. Та в корівнику вони проходять максимум 500 м.

Перебуваючи на гладкій твердій підлозі (рис.1), тварини, особливо в післяотільний період, мають слабкі зв'язки, частіше сковзаються, їхні кінцівки роз'їжджаються «у шпагат» і худоба отримує розтягнення. Відновитися корові після таких пошкоджень важко, і, як правило, закінчується все вибраковкою [12].

У той же час, якщо звернутися до досвіду американських мегаферм, на них майже завжди залишають проходи та гнойові алеї з твердим бетонним покриттям. Це економить значні суми коштів, адже гумове покриття — продукт навіть для «каучукової» Америки недешевий.



Рис. 1. Гладка бетонна поверхня гнойового каналу

Як свідчить статистика, на цих фермах 10–15% тварин вибраковуюють через різні травми, пов'язані з розтягненням на бетоні. Вартість ялових корів у США — 700–900 доларів за голову, і продаж її, наприклад, на м'ясокомбінат для американського фермера не є прибутковою справою: за рахунок грошей, одержаних від продажу вибракуваних тварин, відмова від гумового покриття в проходах окупиться аж через 8–9 років. Тому американським фермерам вигідніше втрачати ці 10–15%, тоді як в Україні чи в країнах Європи, де вартість тієї ж молоді корови в 4 рази вища, варто подумати про довгострокове вкладання коштів у травмобезпеку стада. Саме тому у Європі покриття проходів і гнойових алеї гумовими матами вже давно є стандартним прийомом, у той час як Україна лише починає його впроваджувати.

Деякі американські фермери теж стали замислюватися про гумове покриття в гнойових проходах. Так у Каліфорнії, де довжина корівників може сягати 700–800 м, для пришвидшення направленої руху корів у доїльний зал і назад, а також для зменшення ковзання, у підлогу монтують гумові смуги завширшки 2 м (за ширини проходу до 6 м). По ній тварини пересуваються значно швидше без ризику впасти й отримати травму.

У Росії перші ферми з гумовим покриттям гнойових алеї з'явилися в 2007–2008 рр., і нині цей напрям активно розвивається.

Однак, через фінансові обставини, не більше як 5% усіх сучасних ферм переобладнали гнойові проходи, галереї та накопичувачі на м'які гумові покриття.

Майже всі вітчизняні мегакомплекси не обладнано гумовим покриттям, і тварин утримують у приміщенні з бетонною підлогою. Загалом у травматичну безпеку тварин та їх комфорт пересування наважуються інвестувати не більше ніж 15–20 комплексів на рік. Пояснюється це складністю фінансових інструментів: гумове покриття не є заставою для лізингових компаній і банків-кредиторів, відповідно, взяти кредит на таке обладнання для фермера надто проблематично. Проте таке вкладання коштів окупиться практично відразу завдяки зменшенню травмованих тварин мінімум на 10–20%.

На твердих підлогах у більшості корів розвиваються пошкодження копит, 80% яких припадає на зовнішні копита задніх ніг. При дослідженні з'ясувалося, що природна потреба для корів - занурення задніх копит на 3 мм – захищає їх від надмірного навантаження. Для вирішення таких завдань KRAIBURG створив гумове покриття KURA - Grip-поверхня сприяє впевненому руху і має шипований профіль з нижньої сторони (рис. 2,а, 2,б)



а)



б)

Рис. 2. Гумове покриття KURA: а – Grip-поверхня для проходів, б – шипований профіль з нижньої сторони гумового покриття

Склад гуми, яку застосовують для покриття в зонах пересування худоби, різниться залежно від виробників. Так, наприклад, німецька компанія «Крайбург» в основі своїх виробів застосовує гумову крихту від утилізації верхньої частини протектора автомобільних шин. Це забезпечує виробам додаткову еластичність і зносостійкість. У суміш також додається натуральний каучук, а потім відбувається процес змішування всіх компонентів покриття з подальшою вулканізацією.

Постачальники комплексних рішень, такі як DeLaval i GeaFarm Technologies, окрім аналогічного покриття пропонують і вироби з натурального каучуку. Є й альтернативні матеріали: наприклад,

компанія «ЕкоПромТорг» випускає мати-підстилки й пропонує покриття для корівників із полімерних матеріалів під аббревіатурою EVA (етиленвінілацетат). EVA-полімери — це нетоксичний, екологічно безпечний матеріал, який має мікропористу структуру, завдяки якій забезпечується його теплоізоляційні й еластичні властивості. Покриття для проходів постачають на ринок цільними рулонами (рис. 3) та у вигляді невеликих килимків, з'єднаних між собою, немов пазли (рис.4), за системою «ластівчин хвіст», тобто пазл у пазл. Кожен вид має свої переваги та недоліки.



Рис.3. Покриття для проходів у вигляді цільного рулона

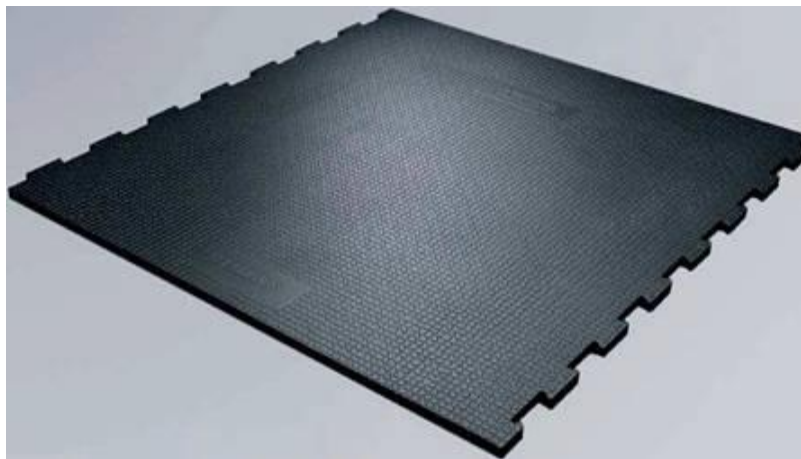


Рис. 4. Покриття KURA P – для проходів з скреперним гноєвидаленням з з'єднанням Puzzle

Так, рулонна технологія більш економна та безвідходна, ніж пазлова. Господарства замовляють цільний шматок із розрахунку площі свого приміщення (гноювої алеї, галереї та накопичувача), це значно спрощує монтаж і зменшує відходи, бо не треба вирізати, кроїти й підганяти. Крім того, це економніше — замовник платить за ту кількість гуми, яку він замовив. Є в рулонів ще один плюс: не виникає

проблем із просочуванням води та забиванням стиків гноєм, тоді як між пазлами це трапляється часто.

Інші ж спеціалісти вважають, що пазлова технологія зручніша, бо невеликі шматки гуми компенсують її деформацію під впливом температур, а також під навантаженням копит ВРХ. Крім того, у пазлового покриття менше шансів «піти хвилями» у разі огріхів під час монтажу та під тиском скрепера. Та й монтувати й транспортувати пазлові килимки значно зручніше, ніж цільний важкий рулон. Тим більше, що рулонне покриття складно виготовити товщим за 15–16 мм, а мінімальна товщина покриття для комфортного продавлювання копитом й оптимальна теплопровідність — не менше ніж 18 мм.

Пазлові килимки мають монтуватися з максимальною притиркою один до одного, щоб поверхня підлоги залишалася рівною, забезпечуючи ідеальний прохід скрепера по гнойовій алеї. Обираючи пазлові килимки, треба звертати увагу на технологію виготовлення пазлів: справді якісний виріб отримують тоді, коли готовий мат відправляється в спеціальний станок із цифровим управлінням, в якому тоненьким водяним струменем точно вирізається рисунок замка.

Кожен килимок кріпиться до підлоги за допомогою спеціального дюбель-гвіздка, що додатково утримує кожну частину покриття на своєму місці. Покриття не слід укладати в стик із бетонними краями гнойового проходу. Зазор необхідний для відводу води, яка потрапляє під поверхню матів, а також для компенсації впливу температурного фактору.

Наприклад, якщо ширина гнойового каналу — 3 м, то ширина покриття буде — 2,95 м із розрахунком зазору 2–3 см із кожного боку.

Гума — матеріал, що зазнає змін під впливом температур, і тому почати монтаж поверхонь варто за температури не нижчої ніж +5 °С, щоб уникнути змін геометричної форми монтованого покриття. Якщо ж з'являється термінова потреба монтажу підлог за низьких температур, то покриття слід потримати добу за температури + 20 °С і тільки потім монтувати, щоб поверхня матів була більш-менш гнучкою. Значно більше проблем може виникнути з нерівною бетонною підлогою, де у швах затікатиме волога. Спочатку у шви затікає сеча та рідкий гній, накопичуючись у нерівностях під гумою, такі калюжі починають деформувати її, утворюючи хвилі. Крім того, за поганої якості бетону є небезпека розхитування кріплень.

Що стосується полімерних покриттів, то монтаж можна здійснити за будь-якої погоди. Однак перед монтажем слід потримати матеріал у приміщенні, де проводитиметься ремонт, хоча б 3–5 днів, щоб покриття «звикло» до температури довкілля. Класти покриття потрібно на всіх зонах пересування худоби в корівнику, але особливу увагу слід приділити якості покриття біля напувалок, бо там завжди

слизько й саме там відбувається постійне суперництво, а значить, корови можуть отримати травму в результаті різких рухів.

Сучасний ринок пропонує чималий асортимент видів покриттів для підлог у тваринницьких приміщеннях різної товщини, якості й ціни. Так, гумові покриття від відомих зарубіжних виробників коштують 30–70 євро/м² разом із кріпленням. Продукція вітчизняних виробників, як правило, на 30–40% дешевша.

Висновки.

Утримання худоби на твердій бетонній підлозі провокує чимало хвороб кінцівок і суглобів тварин, тому доцільність застосування гумового покриття для проходів на фермах великої рогатої худоби очевидна. Найголовніші критерії, на які слід орієнтуватися під час вибору, це поверхня матеріалу, яка не ковзає, і пружні еластичні якості та здатність до швидкого відновлення. Крім того, поверхня матеріалу має продавлюватися під копитом тварини на глибину не менше як на 3 мм. Матеріал також повинен мати гарантію не менше ніж 5 років і витримувати тиск скрепера. Якщо прибирання здійснюється трактором, слід уточнити, яку вагу витримує конкретне покриття, і зіставити його з вагою прибиральної машини. До того ж ківш трактора слід захистити знизу гумовими накладками, щоб не порвати покриття чи не висмикнути кріплення під час прибирання.

Література:

1. *Болтянська Н.І.* Забезпечення вискоефективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва шляхом підвищення рівня надійності техніки / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник НУБіП України. Серія Техніка та енергетика АПК. – К., 2018. – Вип. 282, ч.1. – С. 181-192.

2. *Болтянський О.В.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП. Серія „Техніка та енергетика АПК“ – К., 2015 – Вип.212, ч.1 .- С. 275-283.

3. *Болтянська Н.І.* Сучасний стан машинно-тракторного парку підприємств агропромислового комплексу / *Н.І. Болтянська* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – Вип. 36. – С. 3–7.

4. *Болтянський Б.В.* Впровадження енергозберігаючих технологій при будівництві та реконструкції тваринницьких підприємств в Україні /*Б.В. Болтянський* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, Т. 1. – С. 10–15.

5. *Болтянський О.В.* Умови забезпечення ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві / *О.В. Болтянський* // Праці ТДАТУ.- Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16. Т.2. – С. 153-159.

6. *Болтянська Н.І.* Показники оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в тваринництві / *Н.І. Болтянська* // Вісник Сумського НАУ: СЕРІЯ «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Вип. 10/3 (31). – С. 118-121.

7. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т.5. – С. 245-251.

8. *Болтянський О.В.* Впровадження інфрачервоного опалення, як спосіб рішення проблеми ефективного обігріву на свинарських фермах / *О.В. Болтянський* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013.– Вип. 13. Т.6. – С. 166–171.

9. *Скляр О.Г.* Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник / *О.Г. Скляр*. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2018. – 380 с.

10. *Машини, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти закладів вищої освіти / Р. В. Скляр, О. Г. Скляр, Д. О. Мілько, Б. В. Болтянський.* – К.: Видавничий дім «Кондор», 2019. – 608 с.

11. *Болтянська Н.І.* Показники оцінки ефективності застосування ресурсозберігаючих технологій в тваринництві / *Н.І.Болтянська* // Вісник Сумського НАУ, Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Вип. 10/3 (31). – С. 118-121.

12. *Болтянський О.В.* Щодо оцінки потенційної можливості застосування ресурсозберігаючих технологій на підприємствах молочного скотарства / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 6. Т.1. С. – 50-55.

ОБОСНОВАНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КАЧЕСТВЕ ПОЛА НА МОЛОЧНО-ТОВАРНЫХ ФЕРМАХ

Болтянская Н.И., Болтянский О.В.

Аннотация - развитие и эффективность животноводства зависит от уровня внедрения в производство научных разработок и передового опыта, реализации мероприятий, обеспечивающих существенное повышение продуктивности животных и качества продукции. От типа и качества пола, используемого в помещениях для содержания животных, зависят ветеринарное состояние

фермы, соблюдение технологических требований к содержанию различных половозрастных групп, а также экономические показатели производства. В статье рассмотрены преимущества, недостатки и последствия содержания крупного рогатого скота на твердом бетонном полу. Отмечено, что резиновый пол коровника мягкий: на нем травматизм сводится к минимуму, животные на таких полах активны, больше двигаются. Однако даже при всех своих преимуществах резиновый пол не решает проблем копытного рога. Более того, несмотря на правильную постановку копыта, угол стирается медленнее, поэтому профилактическое его обрезание за содержание коров на мягких резиновых полах приходится делать чаще, чем на бетоне 3-4 раза в год вместо привычных двух раз. Рассмотрены состав резины, которую применяют для покрытия в зонах передвижения скота, ее преимущества и недостатки. Покрытия проходов поставляют на рынок цельными рулонами и в виде небольших ковриков, соединенных между собой, словно пазлы, по системе «ласточкин хвост», то есть пазл в пазл. Определено, что рулонная технология более экономична и безотходная, чем пазловая. Хозяйства заказывают цельный кусок из расчета площади своего помещения (навозной аллеи, галереи и накопителя), это значительно упрощает монтаж и уменьшает отходы, потому что не нужно вырезать, кроить и подгонять. Кроме того, это экономнее - заказчик платит за то количество резины, которую он заказал. Есть у рулонов еще один плюс: не возникает проблем с утечкой воды и забиванием стыков навозом, тогда как между пазлами это случается часто.

Ключевые слова - животноводство, пол, навозный проход, бетонное покрытие, резиновое покрытие.

JUSTIFICATION OF THE USE OF DIFFERENT MATERIALS AS A FLOOR IN DAIRY-PRODUCT FARMS

N. Boltianska, O. Boltianskiy

Summary

The development and efficiency of animal husbandry depends on the level of implementation in the production of scientific research and advanced experience, the implementation of measures to ensure a significant increase in animal productivity and product quality. The type and quality of the floor used in the premises for the maintenance of animals depend on the veterinary condition of the farm, compliance with the technological requirements for the maintenance of various age and gender groups, as well as the economic indicators of production.

The article discusses the advantages, disadvantages and consequences of keeping cattle on a solid concrete floor. It was noted that the rubber floor of the barn is soft: on it injuries are minimized, animals on such floors are active, move more. However, even with all its advantages, the rubber floor does not solve the problems of the hoofed horn. Moreover, despite the correct setting of the hoof, the angle is erased more slowly, so its preventive cutting for keeping cows on soft rubber floors has to be done more often than on concrete 3-4 times a year instead of the usual two times. The composition of rubber, which is used to cover in the areas of movement of livestock, its advantages and disadvantages are considered. Coverings of aisles supply the market with whole rolls and in the form of small rugs interconnected, like puzzles, according to the dovetail system, that is, a puzzle into a puzzle. It is determined that the roll technology is more economical and wasteless than puzzles. The farms order a solid piece from the calculation of the area of their premises (manure avenue, galleries and drive), this greatly simplifies installation and reduces waste, because you do not need to cut, cut and customize. In addition, it is more economical - the customer pays for the amount of rubber he ordered. Rolls have one more plus: there are no problems with water leakage and manure joints clogging, whereas between puzzles this happens often.

Keywords - animal husbandry, floor, manure passage, concrete cover, rubber covering.

УДК 621.961.2

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-188-197

ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ ВИРУБНИХ ШТАМПІВ НА МАШИНОБУДІВНИХ ЗАВОДАХ

Мирненко Ю. П., старший викладач,

Пеньов О. В., к.т.н.,

Бакарджиєв Р. О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619)42-13-54

Анотація – робота присвячена підвищенню строків служби вирубних штамів шляхом створення на пуансонах та матрицях робочого шару, насиченого карбідами тугоплавких металів.

Холодна штамповка відноситься к числу найбільш високопродуктивних технологічних процесів металообробки, тому операції холодної штамповки з кожним роком знаходять все більше застосування у промисловості, у яких питома вага штампувальних листів становить 60 – 80 %. Використання листової штамповки на заводах сільськогосподарського машинобудування є одним з основних методів первинного формоутворення.

Наплавлення штамів. Наплавленням, тобто нанесенням розплавленого металу на поверхню виробу, нагріту до оплавлення, можливо утворювати на робочій поверхні шару деталі, який володіє заданими властивостями.

Наплавляти метал можливо різними способами, у залежності від масштабів виробництва, наплавлюваного металу, зварювального устаткування. Це може бути ручне або механізоване наплавлення відкритою дугою, наплавлення під флюсом, наплавлення плазмовим струменем .

При цьому легування наплавленого металу може бути здійснено із застосуванням спеціального легованого дроту, вводом легованих елементів у склад обмазки або у склад флюсу, порошкового дроту, наплавленням порошкоподібної шихти струмами високої частоти.

Твердосплавні штампи. Досвід, який має електрохімічна промисловість по застосуванню металокерамічних твердих сплавів при виготовленні вирубних штамів для тонколистової штамповки показує можливість й доцільність їх застосування. Для різних умов роботи стійкість таких штамів підвищується у

порівнянні із звичайними у 40 - 80 разів. Найбільш придатні для армування штампів однокарбідні вольфрамо-кобальтові сплави, так як у них показники міцності при вигині та ударній в'язкості більш високі, ніж у двокарбідних титано-вольфрамо-кобальтових сплавів.

При проектуванні твердосплавних штампів слід враховувати особливості фізико-механічних властивостей твердих сплавів. Виходячи з цього та враховуючи високу стійкість робочих елементів штампів, необхідно, щоб ці твердосплавні елементи працювали виключно на стискання як при їх кріпленні, так й під час роботи. Усі сталеві деталі повинні бути розраховані на тривалу експлуатацію, яка обчислюється мільйонами ударів. Конструкція штампів повинна мати підвищену жорсткість. Для усунення впливу неточності рухів повзуна пресу на штамп необхідно застосовувати хвостовики плаваючої конструкції та забезпечити мінімальний вхід пуансонів.

Ключові слова – холодна листовая штамповка, виготовлення робочих елементів, наплавлення штампів, вибір марок електродів.

Постановка проблеми. Поставлена задача підвищити стійкість штампувального інструменту вирубних штампів.

Холодна штамповка відноситься к числу найбільш високопродуктивних технологічних процесів металообробки, тому операції холодної штамповки з кожним роком знаходять все більше застосування у промисловості, у яких питома вага штампувальних листів становить 60 – 80 %. Використання листової штамповки на заводах сільськогосподарського машинобудування є одним з основних методів первинного формоутворення.

Особливо велике розповсюдження отримала холодна листовая штамповка, яка дозволяє виготовляти високопродуктивними методами мільйони деталей.

Природне прагнення конструкторів-технологів до збільшення у конструкціях машин питомого об'єму штампувальних деталей. Однак на практиці збільшення випуску штампувальних заготовок відбувається повільно й в основному не за рахунок інтенсифікації процесу, а за рахунок вводу у строй додаткового обладнання. Причина цього – мала стійкість штампувального інструменту при високій трудомісткості його виготовлення. Тому підвищення стійкості елементів штампів є вельми важливим завданням. Путь її рішення – виготовлення робочих елементів штампів з більш міцних та зносостійких матеріалів, ніж звичайні інструментальні сталі.

Для вирубних штампів, особливо широко застосовуваних на

заводах сільськогосподарського машинобудування, це може бути здійснено двома методами – утворенням на пуансонах й матрицях робочого шару з високолегованих карбідотворюючих елементів наплавлень або застосуванням при виготовленні цих деталей металокерамічних твердих сплавів. Перший метод застосовується на деяких заводах при реставрації зношених або відколовшихся ділянок пуансонів й матриць, другий – впроваджений для тонколистової штамповки на заводах електротехнічного машинобудування та приборобудування.

Вплив величини зазору між матрицею та пуансоном на τ_0

Величина зазору z істотно впливає на протікання процесу розділових операцій у тому числі на опір вирубки τ_0 . Опитами встановлено, що найменше значення τ_0 виходить при деяких середніх зазорах для кожного матеріалу й товщини (5—16% від s , для s від 1 до 10—12 мм). При малих зазорах ($z < 5\%$ від s) й достатньо великих зазорах ($z > 20—30\%$ від s) опір вирубки τ_0 , а з ним й загальне зусилля вирубки становиться більшим, ніж при оптимальних значеннях зазору. Пояснюється це тим, що крім дотичних напружень з'являються додаткові напруження від тертя (по $z < 5\%$ от s) і вигину (при $z > 20—30\%$ від s), внаслідок чого загальний опір вирубці, яке визначається за наведеною напругою збільшується на 15-20%. Звідси становиться очевидною вигідність роботи при нормальних (оптимальних) зазорах.

Зазор (або деякий інтервал їх), при якому опір й зусилля вирубки приймають мінімальні значення, називають оптимальним або нормальним. Для кожного матеріалу й товщини існують свої оптимальні величини зазорів.

Опитні криві, отримані при вирубки зі сталі (рис. 1).

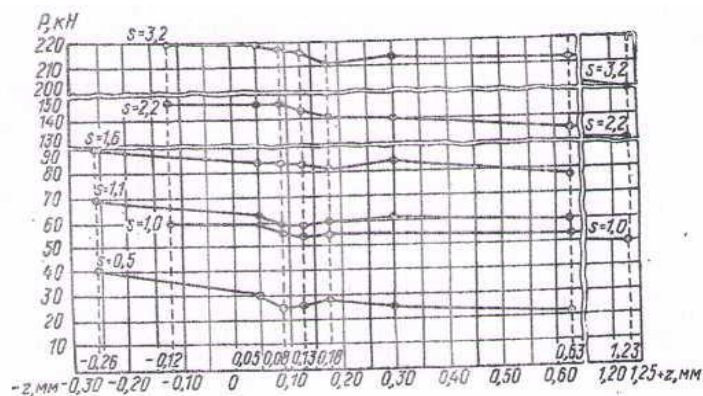


Рис.1. Криві залежності зусилля вирубки від величини зазору. Матеріал – сталь; матриця з циліндричним пояском; $D_k = 60$ мм; $h = 4$

Ціль даної роботи – перевірка можливості і доцільності цих методів при виготовленні вирубних штамів для деталей машин товщиною 3 – 5 мм.

Наплавлення штампів. Наплавленням, тобто нанесенням розплавленого металу на поверхню виробу, нагріту до оплавлення, можливо утворювати на робочій поверхні шару деталі, який володіє заданими властивостями.

Наплавляти метал можливо різними способами, у залежності від масштабів виробництва, наплавлюваного металу, зварювального устаткування. Це може бути ручне або механізоване наплавлення відкритою дугою, наплавлення під флюсом, наплавлення плазмовим струменем [1].

При цьому легування наплавленого металу може бути здійснено наступними програмами: застосуванням спеціального легованого дроту, вводом легованих елементів у склад обмазки або у склад флюсу, порошкового дроту, наплавленням порошкоподібної шихти струмами високої частоти.

Для умов інструментальних цехів заводів сільськогосподарського машинобудування з великою номенклатурою складних за профілем невеликих штампів слід вважати переважним застосування ручного електродугового наплавлення електродами з легуванням наплавленого шару за рахунок їх обмазки. При наявності на заводі зварювальних напівавтоматів й можливості заказати порошковий дріт необхідного складу доцільно застосовувати цей метод наплавлення.

З великої кількості різних наплавочних електродів, передбачених ГОСТ 10051-62, й дослідних, які випускаються різними підприємствами, для наплавлення робочих елементів вирізних штампів придатні такі, які дають високу твердість наплавленого шару й задовільний опір динамічним навантаженням. По класифікації Міжнародного інституту зварювання [2] це можуть бути сталі низьколеговані: (клас «*B*»), хромисті (клас «*E*»), швидкоріжучі (клас «*F*»), високохромисті чавуни (клас «*G*») та карбідні зернисті сплави (клас «*P*»).

Нами було вивчено шляхом дослідних наплавлень і металознавчого аналізу велику кількість наплавлень, виконаних різними електродами перерахованих вище класів. З електродів класу «*B*» найкращі результати при простій технології наплавлення дали електроди марки ЭН-60М (типа ЭН-60Х2СМ) дослідно-зварювального заводу (МОСЗ) й електроди ЭН-Х2ГСВ2Ф Краматорського інституту технології машинобудування (НИИПТМ). Наплавки класу «*E*», як правило, дають знижені твердість й вимагають дорогого високохромистого електродного дроту. Винятком є наплавлення порошкового дроту ПП-У15-Х12М-0 Інституту електрозварювання ім. Е. О. Патона (ІЭС), яка дає високу твердість. Наплавки класу «*F*» дають добрі результати, але високолеговані електроди дуже дорогі. Наплавки класів «*G*» и «*P*» також дають непогані результати, однак

технологія їх нанесення складна.

З трьох вищевказаних марок електродів було вирішено випробувати на штампах перші два, так як порошкові електроди необхідно наплавляти на напівавтоматах.

Об'єктами випробувань були пуансони-шестигранники для пробивки головок торцевих ключів 22 мм. Для полегшення обробки наплавлених шарів пуансони після наплавлення були відпалені, а після обробки загартовані. Твердість 58 - 60 HRC отримана після відпуску при 200° для наплавки ЭН-60М й 300° для наплавки ЭН-Х2ГСВ2Ф. Порівняльні випробування дослідних пуансонів дали результати, наведені у в табл. I.

Як видно з даних, наведених у таблиці, обидва види наплавки дають істотний ефект, при цьому електроди НИИПТМ у 1,5 - 2 рази мають більший ефект ніж електроди МОСЗ.

Таблиця 1 – Результати випробувань пуансонів-шестигранників

Вид пуансона	Серійні з сталі У-8	Наплавлювані (на сталь 45)	
		ЭН-60Х2СМ	ЭН-Х2ГСВ2Ф
Середня кількість пробитих головок ключів, тис. шт.	1,05	3,0	6,0
Співвідношення стійкості, %	100	286	572

Доцільно реставрувати зношені пуансони та матриці цими наплавочними електродами, а також налагодити виготовлення нових пуансонів й матриць із сталі 45 з наплавкою, що дасть більшу економію інструментальних сталей з одночасним підвищенням довговічності штампів.

Твердосплавні штампи. Досвід, який має електрохімічна промисловість по застосуванню металокерамічних твердих сплавів при виготовленні вирубних штампів для тонколистової штамповки [3] показує можливість й доцільність їх застосування. Для різних умов роботи стійкість таких штампів підвищується у порівнянні із звичайними у 40 - 80 раз. Найбільш придатні для армування штампів однокарбідні вольфрамо-кобальтові сплави, так як у них показники міцності при вигині та ударній в'язкості більш високі, ніж у двокарбідних титано-вольфрамо-кобальтових сплавів.

Вибір марок сплавів залежить від умов роботи. Для рубки товстолистової сталі найбільш придатні висококобальтові сплави марок ВК20, ВК25, ВК30. З досвіду Інституту надтвердих матеріалів для

рубки сталі товщиною 4 мм слід застосовувати сплави типу ВК20 або ВК20М. Вони мають високу твердість 84 – 86 НРА, достатню ударну в'язкість ($a_k = 0,45 - 0,55 \text{ кГм/см}^2$), високи межі міцності при стисканні ($\sigma_{сж} = 320 - 360 \text{ кГ/мм}^2$) та при вигині ($\sigma_{виг} = 175 - 225 \text{ кГ/мм}^2$).

При проектуванні твердосплавних штампів слід враховувати особливості фізико-механічних властивостей твердих сплавів (порівняно низька міцність при вигині та висока – при стисканні). Виходячи з цього та враховуючи високу стійкість робочих елементів штампів, необхідно, щоб ці твердосплавні елементи працювали виключно на стискання як при їх кріпленні, так й під час роботи. Усі сталі деталі повинні бути розраховані на тривалу експлуатацію, яка обчислюється мільйонами ударів. Конструкція штампів повинна мати підвищену жорсткість. Для усунення впливу неточності рухів повзуна пресу на штамп необхідно застосовувати хвостовики плаваючої конструкції та забезпечити мінімальний вхід пуансонів.

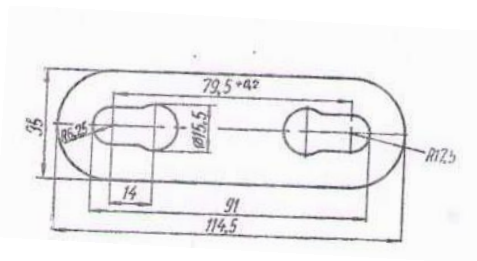


Рис.2. Планка транспортеру ТВК-80А (деталь ТВК-4124)

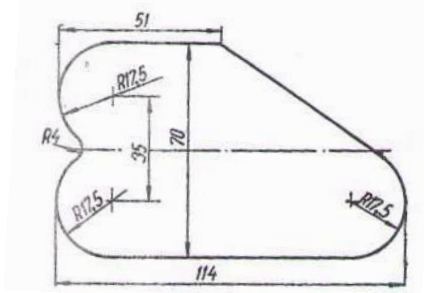


Рис.3. Заготовка стійки транспортеру ТВК-80А (деталь ТВК-4149)

Значні технологічні труднощі виникають при обробці твердосплавних деталей штампів. Рекомендовані ВНИИ тугоплавких металів й твердих сплавів метод обробки пластифікованих заготовок технологічно простий, але транспортування цих заготовок ускладнена, та й усадка їх при спіканні нерівномірна, що заставляє передбачати припуски на доводку. Ліпшим є метод електроіскрової обробки [4], який дозволяє у поєднанні із шліфуванням алмазними кругами отримати необхідну форму та якість поверхні твердосплавних елементів штампів. Креслення деталей показані на рисунках 2 і 3.

Твердосплавні елементи цих штампів виготовлені із сплаву ВК20М.

Контурні й пробивні пуансони для обох штампів цільні, контурні матриці - складні. На рис. 4 показані креслення пуансона і матриці для заготовки стійки, а на рис. 5 — пробивний пуансон і матриця для планки.

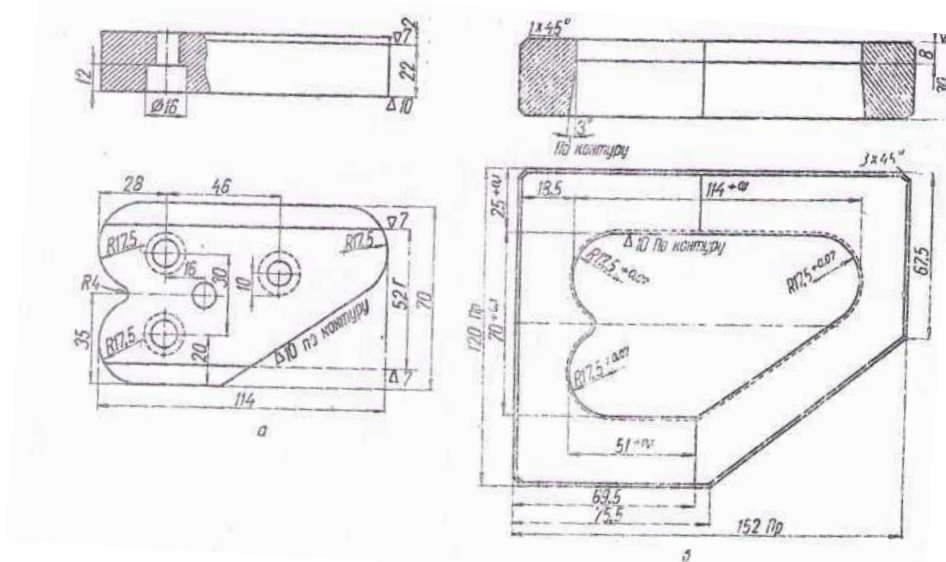


Рис. 4. Твердосплавні деталі штампу для заготовки: а – пуансон; б – складна матриця

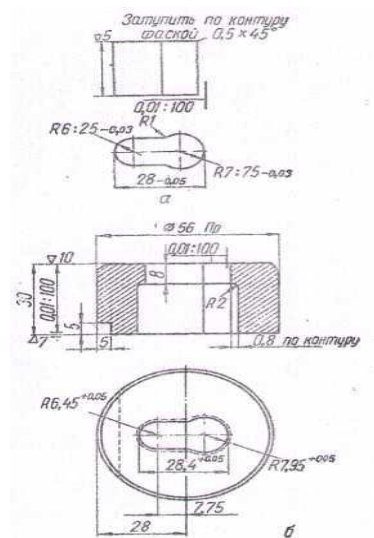


Рис. 5. Твердосплавні деталі штампу для планки: а – пробивний пуансон; б - матриця

Випробування штампів планки показали, що складна конфігурація невеликого по перетину пробивного пуансона (рис, 5, б) викликає у зоні перегину контуру велику напругу і руйнування. Довелося відмовитися від твердосплавних елементів. Контурні пуансон і матриця працювали добре.

Випробування штампів заготовки стійки показали повну його працездатність. Штмп передано в експлуатацію.

Випробування підтвердили повну можливість експлуатації твердосплавних штамів для товстолистової штамповки деталей, виключаючи пробивку невеликих отворів складної конфігурації.

Висновки. У статті описані методи виготовлення та випробування вирубних штамів, а також рекомендації по їх конструюванню та експлуатації.

Література:

1. Волосатов В.А. Безотходная и малоотходная штамповка листовых деталей, изд. 2-е, исправ. и доп. Л.: Машгиз, 1961, 151 с.
2. Нефедов А.П. Конструирование и изготовление штампов, М.: Машиностроение, 1973, 408 с.
3. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке, Л.: Машиностроение, 1979, 520 с.
4. Фрумин И. И и др. Технология механизированной наплавки. М., «Высшая школа», 1964.
5. Электроды для дуговой сварки и наплавки (каталог). К., «Наукова думка», 1967.
6. Новгородов А. А. Твердые сплавы, пригодные для армирования штампов. Сб. «Твердосплавные вырубные и пробивные штампы» (обмен опытом в электротехнической промышленности), № 347, 1960.
7. Артюхов и др. Изготовление твердосплавных матриц многопуансонных штампов одновременной прошивки. «Технология и организация производства», 1969, № 6.

ПОВЫШЕНИЕ СТОЙКОСТИ ВЫРУБНЫХ ШТАМПОВ НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ

Мирненко Ю.П., Пеньов О.В., Бакарджиєв Р.О.

Аннотация – работа посвящена увеличению сроков службы вырубных штампов путем образования на пуансонах и матрицах рабочего слоя, насыщенного карбидами тугоплавких металлов.

Холодная штамповка относится к числу высокопродуктивных технологических процессов металлообработки, поэтому операции холодной штамповки с каждым годом находят все большее использование в промышленности, в которых удельный вес штампованных листов составляет 60 – 80%. Использование листовой штамповки на заводах сельскохозяйственного машиностроения является одним из основных методов первичного формообразования.

Наплавка штампов. Наплавкой, то есть нанесением

расплавленного металла на поверхность изделия, нагретого до расплавленного состояния, возможно образовать на рабочей поверхности слоя детали, который обладает заданными свойствами.

Наплавлять металл можно разными способами, в зависимости от масштаба производства, наплавляемого слоя металла, сварочного оборудования. Это может быть ручная или механизированная наплавка открытой дугой, наплавка под слоем флюса, плазменной струей.

Твердосплавные штампы. Опыт работы в электрохимической промышленности по использованию металлокерамических твердых сплавов при изготовлении вырубных штампов для тонколистовой штамповки показывает возможность и целесообразность их использования. Для разных условий работы стойкость таких штампов повышают в сравнении с обычными в 40 -80 раз. Наиболее пригодные для армирования штампы однокарбидные вольфрамо–кобальтовые сплавы, так как в них показатели прочности при изгибе и ударной более высоки, чем у двухкарбидных титано–вольфрамо – кобальтовых сплавов.

При проектировании твердосплавных штампов следует учитывать особенности физико–механических свойств твердых сплавов. Исходя из этого и учитывая высокую стойкость рабочих элементов штампа, необходимо, чтобы эти твердосплавные элементы работали исключительно на сжатие как при их креплении, так и во время работы. Все стальные детали должны быть рассчитаны на длительную эксплуатацию, которая рассчитана на миллионы ударов. Конструкция штампа должна иметь повышенную жесткость. Для устранения влияния неточности движений ползуна пресса на штамп необходимо использовать хвостовики плавающей конструкции и обеспечить минимальный вход пуансонов.

Ключевые слова - холодная листовая штамповка, изготовление рабочих элементов, наплавки штампов, выбор марок электродов.

INCREASE OF FIRMNESS OF PUNCH-AND-DICE ON THE PLANTS OF ENGINEER

Mirnenko Y., Peniov O., Bakardzhyiev R.

Summary

The work is dedicated to increasing the life of die cutting dies by forming on the punches and dies a working layer saturated with

carbides of refractory metals.

Cold stamping is one of the high-performance metalworking processes, therefore, cold stamping operations are increasingly used in industry every year, when the proportion of stamped sheets is 60 - 80%. The use of sheet stamping at agricultural engineering enterprises is one of the main methods of primary molding.

The surface is dying. By surfacing, that is, by applying molten metal to the surface of a product heated to a molten state, it is possible to form a layer of the part on the working surface, which has the desired properties.

Metal can be applied in various ways, depending on the scale of production, the applied metal layer and welding equipment. This can be manual or mechanical surfacing with an open arc, surfacing under a flux layer, a plasma jet.

In this case, the alloying of the deposited metal can be carried out using a specially alloyed wire, introducing alloying elements into the coating or the composition of the flux, flux-cored wire, deposition of the powder charge by high-frequency currents, cored wire, fusion of a powder-like mixture with high-frequency currents.

Carbide dies. Experience in the electrochemical industry in the use of cermet hard alloys in the manufacture of die cutting dies for sheet stamping shows the possibility and expediency of their use. For different working conditions, the durability of such dies increases by 40-80 times compared with conventional ones. The most suitable for reinforcing dies are single carbide tungsten - cobalt alloys, since in them the bending strength and toughness are higher than that of two carbide titanium - tungsten - cobalt alloys.

When developing carbide dies, it is necessary to take into account the physicomachanical properties of hard alloys. Based on this and given the high resistance of the working elements of the stamp, it is necessary that these carbide elements work exclusively in compression both during their fastening and during operation. All steel parts must be designed for continuous operation, which is designed for millions of shocks. The design of the stamp should have increased rigidity. To exclude the influence of inaccurate movements of the press slider on the stamp, it is necessary to use shanks of a floating design and to ensure a minimum input of punches.

Keywords - cold sheet stamping, production of working elements, surfacing of dies, choice of electrode brands.

УДК 631.171.075.3

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-198-206

ЕКОНОМІЧНА СКЛАДОВА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РІВНЯ НАДІЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Болтянська Н. І., к.т.н.,

Болтянський О. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – актуальність проблеми оцінки якості продукції в сільському господарстві обумовлюється тим, що до теперішнього часу складові надійності – безвідмовність і довговічність, рівень яких для цих виробів є основним при оцінці їх якості, не мають задовільних методів розрахунку за винятком використання статистики відмов виробів. Із всіх властивостей надійності найбільший вплив на кінцеві економічні результати роботи машин і устаткування надає довговічність і безвідмовність, оскільки їх рівень визначає величину витрат на капітальні і поточні ремонти, на усунення відмов в процесі експлуатації техніки, а звідси показники економічної ефективності її застосування. Встановлено, що річне напрацювання машин і їх експлуатаційна надійність залежать, в основному, від умов і рівня їх використання і обслуговування, які включають: якість виконання операцій технічного обслуговування і ремонту, кваліфікацію обслуговуючого персоналу, стан виробничої бази, природно-кліматичні умови. Визначено, що великий вплив на річне напрацювання машин надає вік машини. Найбільше річне напрацювання машин спостерігається зазвичай на другому році, а потім вона плавно знижується рік від року, частково підвищуючись при проведенні чергового капітального ремонту. Із збільшенням віку машини також збільшуються витрати на запасні частини, простої їх через технічні причини. Дослідження динаміки питомих приведених витрат на капітальний і поточний ремонти показує, що їх величина росте із збільшенням номера ремонту, знижуючись відразу після проведення чергового ремонту, але це зниження не досягає величини питомих приведених витрат попереднього ремонту. Дослідження показали, що зростання цих витрат із збільшенням віку машини і номера ремонту відбувається по двох причинах: старінню машини і зменшенню величини міжремонтного напрацювання.

Ключові слова – економічна ефективність, підвищення надійності техніки, безвідмовність, довговічність, економічна оцінка, термін служби машин.

Постановка проблеми. Проблема забезпечення якості продукції завжди привертала увагу учених, виробників і експлуатаційників. Ще гостріше вона стоїть в даний час у зв'язку з переходом на ринкові умови господарювання, загостренням конкуренції вітчизняних товаровиробників, як між собою, так і з іноземними фірмами. Особливе значення має підвищення якості продукції у галузі машинобудування, рівень якої визначає темпи технічного прогресу в решті всіх галузей. При цьому підвищення якості продукції повинне здійснюватися з урахуванням економічної доцільності, оскільки межі підвищення якості визначаються зрештою не технічними можливостями, а економічною ефективністю [1-4].

Аналіз останніх досліджень. Одним з найважливіших розділів складної і багатогранної проблеми підвищення якості продукції є його оцінка. Пояснюється це тим, що не можна ефективно працювати над підвищенням якості не маючи науково-обґрунтованих методів формування і розрахунку його показників. Актуальність проблеми оцінки якості продукції в сільському господарстві обумовлюється тим, що до теперішнього часу складові надійності – безвідмовність і довговічність, рівень яких для цих виробів є основним при оцінці їх якості, не мають задовільних методів розрахунку за винятком використання статистики відмов виробів [5-7]. Найбільшою мірою це відноситься до довговічності, яка повинна оцінюватися оптимальними термінами служби машин, які визначають раціональне використання цієї найважливішої частини виробничого потенціалу країни, підвищення ефективності виробництва за рахунок підвищення продуктивності праці і зниження витрат на виробництво продукції [8].

Основою для економічної оцінки і встановлення оптимальних термінів служби машин, що кількісно виражають їх довговічність є дані про зміну поточних і капітальних витрат при використанні техніки через фізичний і моральний знос. Економічні наслідки цього у загальних рисах вивчені, проте практично відсутнє теоретичне обґрунтування залежностей зміни витрат в часі, конкретний вид цих функцій, недостатня диференціація цих витрат по статтях калькуляції [9, 10].

Формулювання цілей статті. Розглянути економічна складова забезпечення рівня надійності сільськогосподарської техніки в умовах експлуатації.

Основна частина. Встановлення оптимальних термінів машини і оцінку їх надійності необхідно розглядати спільно з системою ремонту, оскільки вона визначає швидкість фізичного зносу машин, а звідси безвідмовність і довговічність. Забезпечення надійності машин - проблема комплексна. Вона починається на етапі проектування машини, закладається при її виробництві, реалізується на етапі експлуатації і підтримується за допомогою системи технічного обслуговування і ремонту до закінчення терміну служби машини.

При низькій надійності машин відбувається збільшення простоїв, браку продукції, що виготовляється, витрат на обслуговування і ремонт, а отже, зниження продуктивності і підвищення собівартості продукції. Крім того, у ряді галузей, наприклад, сільському господарстві і виробництві продуктів харчування, це призводить до безповоротної втрати урожаю, молока і інших продуктів харчування.

За відсутності необхідного рівня надійності техніки відбувається передчасне вибуття її з процесу виробництва, тобто передчасне списання. Для того, щоб забезпечити виконання завдань, що стоять перед конкретною галуззю, наприклад, сільським господарством, транспортом, будівництвом, необхідно буде збільшити виробництво машин, що практично неможливо зробити в сучасних умовах через відсутність капітальних додаткових вкладень і недоліку оборотних коштів у підприємств. В той же час, якщо навіть на етапах проектування і виробництва вдалося закласти і забезпечити необхідну надійність машин, то реалізація цієї потенційно високої надійності залежить від умов експлуатації техніки і, перш за все від системи її обслуговування і ремонту та якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності необхідно керувати процесом експлуатації машин за рахунок створення і використання оптимальної системи їх технічного обслуговування та ремонту і науково-обґрунтованих доремонтних, міжремонтних і повних ресурсів та термінів служби виробів. Повна реалізація надійності техніки, що закладено на етапах проектування і виробництва дозволить підвищити її продуктивність, а отже і поліпшити всі економічні показники роботи без використання капітальних додаткових вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Все вищевикладене дозволяє визначити надійність техніки як найважливішу економічну категорію і пов'язати її з системою обслуговування і ремонту, оптимальними термінами служби машин, забезпечити оптимальне керування цією найважливішою складовою якості в умовах експлуатації. Встановлення і дотримання оптимальних термінів служби машин - одна з головних умов підвищення ефективності виробництва як в окремо взятому підприємстві, так і в галузях виробництва в цілому. Із всіх властивостей надійності

найбільший вплив на кінцеві економічні результати роботи машин і устаткування надає довговічність і безвідмовність, оскільки їх рівень визначає величину витрат на капітальні і поточні ремонти, на усунення відмов в процесі експлуатації техніки, а звідси показники економічної ефективності її застосування.

Інші властивості, що є складовими частинами надійності: ремонтпридатність і збереженість, закладаються, в основному, на етапі проектування і істотно вплинути на них в процесі експлуатації машини важко. Велика частина вітчизняної і зарубіжної літератури, головним чином, присвячена питанням загальної економічної оцінки впливу фізичного і морального зносу на економічні результати роботи машин. При цьому часто не враховуються особливості конструкції машин, системи обслуговування, структура ремонтного циклу і оптимальні терміни служби машин. Методично правильне рішення задачі можливе тільки, коли дослідження проводиться з урахуванням вищезазначених чинників, оскільки для різних типів машин і різних сфер їх використання існують значні відмінності в підходах до забезпечення надійності в процесі їх експлуатації [11, 12].

Забезпечення надійності машин - проблема комплексна. Вона починається на етапі проектування машини, закладається при її виробництві, реалізується на етапі експлуатації і підтримується за допомогою системи технічного обслуговування і ремонту до закінчення терміну служби машини. Ефективність використання потенційної надійності виробу, закладеної на етапах проектування і виробництва, головним чином залежить від системи обслуговування і ремонту техніки і якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності машини необхідно, щоб система технічного обслуговування і ремонту, а також міжремонтні ресурси і термін служби машини були науково обґрунтованими. Це дозволить підвищити експлуатаційну надійність машин, а, отже, їх продуктивність і поліпшити всі економічні показники роботи без використання додаткових капітальних вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Аналіз різних критеріїв оцінки економічної ефективності показує, що найбільш прийнятним з них для оцінки заходів щодо підвищення якості і надійності машин, є критерій мінімуму приведених сумарних витрат на виробництво і експлуатацію техніки. Це тим більше справедливо для оцінки надійності техніки заданої конструкції і в умовах експлуатації.

У різних галузях народного господарства до вирішення цієї задачі підходять з урахуванням особливостей використання машин. Так для сільськогосподарської техніки такою особливістю є сумісний облік трактора і робочої машини (плуга, сівалки і т. д.). Керування

надійністю техніки в експлуатації припускає розробку системи технічного обслуговування і ремонту з оптимальним доремонтним і міжремонтними ресурсами машин. Всі ці системи можна класифікувати на три напрями: ремонт по відмові; планово-запобіжна система ремонту і ремонт по стану, які найчастіше застосовуються в поєднанні один з одним. Аналіз існуючих систем ремонту показує, що при їх розробці в різних галузях часто не відбивається роздільний облік витрат на поточний, капітальний ремонт і усунення відмов, не враховується різночасність витрат, а найголовніше процес використання машин розглядається як некерований, тоді як в реальності всі ці витрати є неубутними функціями часу. Узагальнення всіх варіантів моделювання оптимальних доремонтних та післяремонтних ресурсів дозволило встановити їх оптимальні значення для тракторів (таблиця 1).

Таблиця 1 – Оптимальні значення доремонтних та післяремонтних ресурсів тракторів

Марка трактора	Оптимальні значення, мото-год.
К-701, Т-150К	4500-4800
К-700А	4250-4500
ДТ-75М	3500-3600
МТЗ-80	3900-4000

Проведений аналіз показує, що річне напрацювання машин і їх експлуатаційна надійність залежать, в основному, від умов і рівня їх використання і обслуговування, які включають: якість виконання операцій технічного обслуговування і ремонту, кваліфікацію обслуговуючого персоналу, стан виробничої бази, природно-кліматичні умови.

Великий вплив на річне напрацювання машин надає вік машини. Найбільше річне напрацювання машин спостерігається зазвичай на другому році, а потім вона плавно знижується рік від року, частково підвищуючись при проведенні чергового капітального ремонту. Із збільшенням віку машини також збільшуються витрати на запасні частини, простої їх через технічні причини. Аналогічне положення має місце і за кордоном. Дослідження динаміки питомих приведених витрат на капітальний і поточний ремонт показує, що їх величина росте із збільшенням номера ремонту, знижуючись відразу після проведення чергового ремонту, але це зниження не досягає величини питомих приведених витрат попереднього ремонту. Дослідження показали, що зростання цих витрат із збільшенням віку машини і номера ремонту відбувається по двох причинах: старінню машини і

зменшенню величини міжремонтного напрацювання. Ще яскравіше виражена тенденція зростання залежності від напрацювання витрат на усунення відмов.

Висновок.

Ефективність використання потенційної надійності виробу, закладеної на етапах проектування і виробництва, головним чином залежить від системи обслуговування і ремонту техніки і якості їх проведення. Для повної реалізації потенційної надійності машини необхідно, щоб система технічного обслуговування і ремонту, а також міжремонтні ресурси і термін служби машини були науково обґрунтованими. Це дозволить підвищити експлуатаційну надійність машин, а, отже, їх продуктивність і поліпшити всі економічні показники роботи без використання додаткових капітальних вкладень і значного збільшення оборотних коштів.

Література:

1. *Болтянський О.В.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2015 – Вип.212, ч.1. – С. 275-283.
2. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т.5. – С. 245-251.
3. *Болтянський О.В.* Використання нанотехнологій при безрозбірному сервісі автотракторної техніки/ *О.В. Болтянський* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.11. Т.2. – С. 97-102.
4. *Болтянський О.В.* Аналіз основних тенденції розвитку світової та вітчизняної сільськогосподарської техніки для рослинництва / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К.,2011 – Вип.166, ч.1. – С. 255-261.
5. *Болтянський Б.В.* Впровадження енергозберігаючих технологій при будівництві та реконструкції тваринницьких підприємств в Україні /*Б.В. Болтянський* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 4, Т. 1. – С. 10-15.
6. *Болтянська Н.І.* Зміни техніко-експлуатаційних показників МЕЗ під впливом на них надійності / *Н.І. Болтянська* // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Вип.89.- Харків: 2009.-С. 106-111.
7. *Болтянська Н.І.* Забезпечення високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва шляхом підвищення рівня надійності техніки / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К.,2018. Вип. 282, ч.1. С. 181-192.

8. *Болтянський О.В.* Аналіз шляхів підвищення ефективності використання машино-тракторного парку / *О.В. Болтянський* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 14. Т.4. – С. 204-209

9. *Болтянська Н.І.* Забезпечення якості продукції у галузі сільськогосподарського машинобудування / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2014– Вип.196, ч.1 .- С. 239-245.

10. *Некрасов С.С.* Экономические критерии предельного состояния сложных машин / *С.С. Некрасов* // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1999. – №4. – С. 20-23.

11. *Машини, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти закладів вищої освіти / Р. В. Скляр, О. Г. Скляр, Д. О. Мілько, Б. В. Болтянський.* – К.: Видавничий дім «Кондор», 2019. – 608 с.

12. *Лычева В.В.* Формирование себестоимости продукции в сельском хозяйстве: проблемы оценки затрат / *В.В. Лычева* // Межвузовский сборник научных трудов. – Саранск, 2000. – С. 183.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Болтянская Н. И., Болтянский О. В.

Аннотация - актуальность проблемы оценки качества продукции в сельском хозяйстве объясняется тем, что до настоящего времени составляющие надежности - безотказность и долговечность, уровень которых для этих изделий является основным при оценке их качества, не имеют удовлетворительных методов расчета за исключением использования статистики отказов изделий. Из всех свойств надежности наибольшее влияние на конечные экономические результаты работы машин и оборудования представляет долговечность и безотказность, поскольку их уровень определяет величину затрат на капитальные и текущие ремонты, на устранение отказов в процессе эксплуатации техники, а отсюда показатели экономической эффективности ее применения. Установлено, что годовая наработка машин и их эксплуатационная надежность зависят, в основном, от условий и уровня их использования и обслуживания, которые включают: качество выполнения операций технического обслуживания и ремонта, квалификации обслуживающего

персонала, состояние производственной базы, природно-климатические условия. Определено, что большое влияние на годовую наработку машин оказывает возраст машины. Большая годовая наработка машин наблюдается обычно на втором году, а затем она плавно снижается год от года, частично повышаясь при проведении очередного капитального ремонта. С увеличением возраста машины также увеличиваются расходы на запасные части, простой их по техническим причинам. Исследование динамики удельных приведенных затрат на капитальный и текущий ремонты показывает, что их величина растет с увеличением номера ремонта, снижаясь сразу после проведения очередного ремонта, но это снижение не достигает величины удельных приведенных затрат предыдущего ремонта. Исследования показали, что рост этих расходов с увеличением возраста машины и номера ремонта происходит по двум причинам: старение машины и уменьшение величины межремонтной наработки.

Ключевые слова - экономическая эффективность, повышение надежности техники, безотказность, долговечность, экономическая оценка, срок службы машин.

ECONOMIC COMPONENT OF ENSURING THE LEVEL OF RELIABILITY OF AGRICULTURAL MACHINERY

N. Boltianska, O. Boltianskiy

Summary

The urgency of the problem of assessing the quality of products in agriculture is explained by the fact that, until now, the components of reliability - reliability and durability, the level of which for these products is fundamental in assessing their quality, do not have satisfactory calculation methods except for the use of product failure statistics. Of all the properties of reliability, the greatest impact on the final economic results of the work of machinery and equipment is durability and reliability, since their level determines the amount of expenditures on capital and current repairs, on the elimination of failures during the operation of equipment, and hence on the indicators of economic efficiency of its application. It has been established that the annual operating time of machines and their operational reliability depend mainly on the conditions and the level of their use and maintenance, which include: the quality of maintenance and repair

operations, the qualifications of service personnel, the state of the production base, and climatic conditions. It was determined that the age of the machine has a great influence on the annual operating time of the machines. A large annual operating time of the machines is usually observed in the second year, and then it gradually decreases from year to year, partially increasing during the next major overhaul. With increasing age of the machine also increases the cost of spare parts, they are simple for technical reasons. The study of the dynamics of specific reduced costs for capital and current repairs shows that their value grows with an increase in the number of repairs, decreasing immediately after the next repair, but this decrease does not reach the value of the specific reduced costs of the previous repair. Studies have shown that the increase in these costs with increasing machine age and repair number occurs for two reasons: aging of the machine and a decrease in the amount of time between repairs.

Keywords - economic efficiency, increase of reliability of equipment, reliability, durability, economic estimation, service life of machines.

УДК 621.436.004.67

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-207-213

ЗАСТОСУВАННЯ БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО МЕТОДУ ПРИ ВИБОРІ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РЕМОНТНОЇ МАЙСТЕРНІ (НА ПРИКЛАДІ МИЙНОЇ МАШИНИ)

Паніна В. В. к.т.н.,
Дашивець Г. І. к.т.н.,
Новік О. Ю. інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
Тел. (0619) 42-20-74*

Анотація – експлуатація сільськогосподарської техніки вимагає підтримки її в працездатному стані, особливо у визначені календарні терміни виконання робіт. Діяльність ремонтної майстерні направлена на підвищення рентабельності підприємства, організаційно-технічну підтримку. В ремонтній майстерні необхідно обирати обладнання та оснащення для виконання технічного сервісу техніки. Найважливішою характеристикою технічної системи є наявність у неї бажаних властивостей, оскільки технічна система є лише виконавцем необхідної робочої функції і передбачуваної поведінки. Системний підхід часто викликає необхідність формування множини альтернативних варіантів рішення і застосування декількох критеріїв для оцінки і вибору кращого варіанту. У повсякденній інженерній діяльності частіше застосовують методи багатокритеріального вибору рішення із множини можливих варіантів. При цьому істотно зростає роль робітника і його системи цінностей. Вона проявляється, перш за все, на стадіях формування вихідної множини альтернативних варіантів, вибору критеріїв і міри їх значущості, багатокритеріальної оцінки і прийняття рішення. Ефективність рішень безпосередньо залежить від професійного рівня робітника, його вміння застосовувати сучасні методи і прийоми аналізу та синтезу рішень за декількома критеріями. У статті розглядається питання вибору обладнання для ремонтної майстерні (на прикладі мийної машини) з застосуванням багатокритеріального методу.

Ключові слова – багатокритеріальний метод, мінімальна відстань до цілі, метод Парето, ремонтна майстерня, мийна машина.

Постановка проблеми. Експлуатація сільськогосподарської техніки вимагає підтримки її в працездатному стані, особливо у визначені календарні терміни виконання робіт. У зв'язку з цим необхідне удосконалення ремонтного виробництва на підставі впровадження планово-попереджувальної системи технічних обслуговувань і ремонтів, оснащення сучасним ефективним устаткуванням, використання прогресивних технологій. Це дозволяє збільшити міжремонтний ресурс техніки, знизити відмови техніки в період відповідальних робіт, підвищити ефективність її використання.

Виникає необхідність підтримувати її в цьому стані за рахунок додаткових коштів, які відраховуються на ремонт і технічне обслуговування.

Ефективність використання цих коштів, залежить від раціональної організації ремонтного виробництва на базі створення ремонтної бази першого рівня (ремонтних майстерень господарств).

Аналіз останніх досліджень. Багатокритеріальність проявляється особливо чітко при розробці та реалізації дорогих проектів (інженерно-технічний комплекс, технологічні комплекси, станція ТО та ін.). У таких випадках потрібно враховувати не менше чотирьох узагальнених критеріїв, а саме: корисність (функціональні критерії), сукупна вартість (економічні критерії), строк реалізації та освоєння (часові критерії), екологічність і техніка безпеки (наслідки). Метод аналізу Парето дозволяє вийти на ефективну границю, яка об'єднує варіанти, що домінують над іншим і не мають домінування над собою.

Один із простих методів багатокритеріального вибору полягає в застосуванні інтегрального критерію відстані до цілі. Його суть – в обґрунтуванні ідеалу та оцінки міри наближення до нього кожного з варіантів [1].

Ідеальний варіант характеризує таку систему, для якої кожен із критеріїв досягає свого потенційно можливого найкращого значення. Такі значення можуть бути обґрунтовані теоретично або відповідати кращій реально досягнутій величині.

Формування цілей статті (постановка завдання). Діяльність ремонтної майстерні направлена на підвищення рентабельності підприємства, організаційно-технічну підтримку. В ремонтній майстерні необхідно обирати обладнання та оснащення для виконання технічного сервісу техніки.

Основна частина. Практичне застосування методу зручно пояснити на графічній моделі (рисунок 1). Для варіантів визначають критерії, і відкладають їх на радіально розташованих шкалах [2]. Шкали будують таким чином, щоб покращення критерію йшло до центру (точка О). З'єднуючи точки на шкалах для j-го варіанту,

отримують багатокутник. На кращих значеннях критеріїв будують багатокутник ідеалізованого варіанту.

Для побудови багатокритеріальної оцінки для вибору мийної машини треба фактичне значення критерій перевести в нормоване за формулою:

$$X_{\text{норм}} = \frac{X_j}{\sum_{j=1}^n X_j}; \quad (1)$$

де X_j – фактичне значення j -ої критерії;

$\sum_{j=1}^n X_j$ – сумарне значення фактичної j -ої критерії.

Критерії для вибору мийної машини: витрати води, витрати мийних засобів, встановлена потужність, ціна.

Таблиця 1 – Основні критерії вибору мийної машини

Марка машини	Витрати води, л/хв	Витрати мийних засобів л/год	Потужність, кВт	Ціна, тис.грн
ОМ-35494 ГОСНИТИ	14,4	5	7,5	16250
ОМ-35436	10	2	4	20850
ОМ-5360	16	6	7,5	19500
ОМ-35468 ГОСНИТИ з бензино-вим двигуном	11	3	4	21250
Оптимальна	10	2	4	16250

Проведемо розрахунок нормованого значення по витратах води (враховуючи оберненні значення критеріїв):

- для мийної машини високого тиску ОМ-35494 ГОСНИТИ:

$$X_{\text{норм1}} = \frac{14,4}{51,4} = 0,28$$

Для подальшого розрахунку нормованих значень інших критерій оцінювання зводимо таблицю 2.

Таблиця 2– Нормовані значення критеріїв оцінювання

№	Марка машини	Витрати води, л/хв		Витрати миючих засобів, л/год		Потужність, кВт		Ціна, грн	
		Факт.	Норм.	Факт.	Норм.	Факт.	Норм.	Факт.	Норм.
11	ОМ-35494	16	0,31	6	0,31	7,5	0,33	16250	0,21
22	ОМ-35436	10	0,19	2	0,13	4	0,18	21250	0,27
33	ОМ-5360	14,4	0,28	5	0,37	7,5	0,33	19500	0,25
44	ОМ-35468 з бензиновим двигуном	11	0,21	3	0,19	4	0,18	20850	0,26
	Разом	51,4	-	16	-	23	-	77850	-

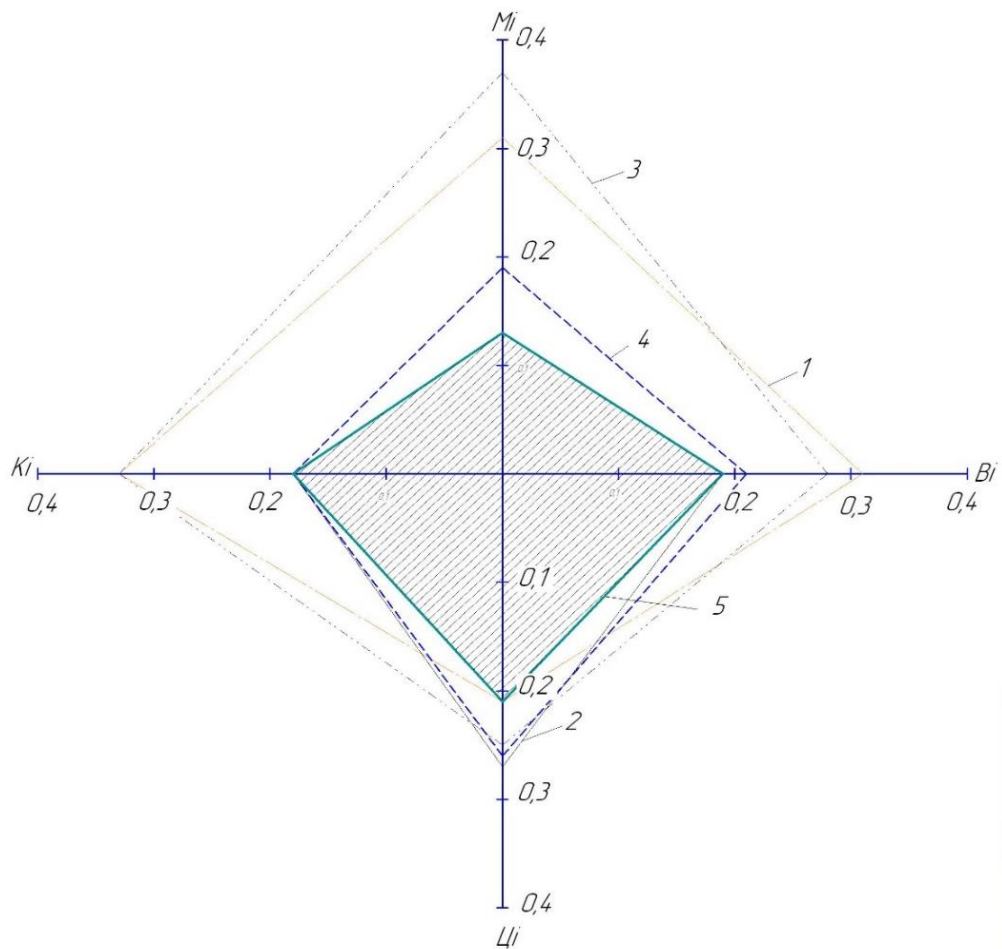


Рис. 1 – Багатокритеріальна оцінка вибору мийного обладнання
 1 – ОМ-35494 ГОСНИТИ; 2 – ОМ-35436 ГОСНИТИ;
 3 – ОМ-5360; 4 – ОМ-35468 ГОСНИТИ з бензиновим двигуном;
 5 - ідеал

Таблиця 3 – Площі багатокутників

Марка машини	Площа багатокутника, Р	Узагальнений критерій відстані до цілі, μ
ОМ-35494 ГОСНИТИ	0,167	2,65
ОМ-35436 ГОСНИТИ	0,075	1,19
ОМ-5360	0,189	3
ОМ-35468 ГОСНИТИ з бензиновим двигуном	0,086	1,36
Ідеал	0,063	1,00

При визначенні відстані до цілі μ площа багатокутника визначається як сума площ трикутників зі сторонами, що відповідають значенням критеріїв, за формулою:

$$P_j = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot b_1 + \frac{1}{2} \cdot a_2 \cdot b_2 + \dots + \frac{1}{2} \cdot a_n \cdot b_n; \quad (2)$$

де $\frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot b_1$ – площа першого трикутника зі сторонами a_1 і b_1 ;

$\frac{1}{2} \cdot a_2 \cdot b_2$ – площа другого трикутника зі сторонами a_2 і b_2 ;

$\frac{1}{2} \cdot a_n \cdot b_n$ – площа n-го трикутника зі сторонами a_n і b_n .

Проведемо розрахунок площі багатокутника:

- для мийної машини високого тиску ОМ-35494 ГОСНИТИ:

$$P_1 = \frac{1}{2} \cdot 0,31 \cdot 0,31 + \frac{1}{2} \cdot 0,31 \cdot 0,33 + \frac{1}{2} \cdot 0,33 \cdot 0,21 + \frac{1}{2} \cdot 0,21 \cdot 0,31 = 0,167 \text{ од.}^2$$

Використовуючі метод Паретто визначаємо мийне обладнання для ремонтної майстерні, ідеал визначаємо побудуванням графіку (рисунок 1).

Висновки.

1. Найкращою мийною машиною можна вважати останню, машину мийну пересувну високого тиску, ОМ-35436 ГОСНИТИ, оскільки вона найбільше наближається до ідеального способу

2. Користуючись багатокритеріальним методом можливо обрати інше обладнання для ремонтної майстерні.

Літератури:

1. *Нагірний Ю.П.* Обґрунтування інженерних рішень: навчальний посібник для студентів інженерних факультетів сільськогосподарських вузів / Ю.П. Нагірний. – М.: Урожай, 1994. – 138с.

2. *Панина В.В.* Застосування багатокритеріальної оцінки для вибору способу відновлення ґрунтообробних робочих органів/ В.В. Панина, Г.І. Дашивець, О.Ю. Новік / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Вип. 17, т. 3. – С.130-137.

ПРИМЕНЕНИЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОГО МЕТОДА ПРИ ВЫБОРЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РЕМОНТНЫХ МАСТЕРСКИХ (НА ПРИМЕРЕ МОЕЧНЫХ МАШИН)

Панина В.В., Дашивец Г.И., Новик А.Ю.

Аннотация – эксплуатация сельскохозяйственной техники требует поддержания ее в работоспособном состоянии, особенно в определенные календарные сроки выполнения работ. Деятельность ремонтной мастерской направлена на повышение рентабельности предприятия, организационно-техническую поддержку. В ремонтной мастерской необходимо выбирать оборудование и оснащение для выполнения технического сервиса техники. Важнейшей характеристикой технической системы является наличие у нее желаемых свойств, поскольку техническая система является лишь исполнителем необходимой рабочей функции и предполагаемой поведения. Системный подход часто вызывает необходимость формирования множества альтернативных вариантов решения и применение нескольких критериев для оценки и выбора лучшего варианта. В повседневной инженерной деятельности чаще применяют методы многокритериального выбора решения из множества возможных вариантов. При этом существенно возрастает роль рабочего и его системы ценностей. Она проявляется, прежде всего, на стадиях формирования исходного множества альтернативных вариантов, выбора критериев и степени их значимости, многокритериальной оценки и принятия решения. Эффективность решений напрямую зависит от профессионального уровня работника, его умение применять современные методы и приемы анализа и синтеза решений по нескольким критериям. В статье рассматривается вопрос выбору оборудования для ремонтной мастерской (на примере моечной машины) с применением многокритериального метода.

Ключевые слова – многокритериальный метод, минимальное расстояние до цели, метод Парето, ремонтная мастерская, моечная машина.

APPLICATION OF MULTIPLE CRITERION METHOD IN CHOICE OF EQUIPMENT FOR REPAIR WORKSHOP (EXAMPLE OF WASHING MACHINE)

V. Panina, G. Dashyvets, O. Novyk

Summary

Operation of agricultural machinery requires its maintenance in working condition, especially in the specified calendar terms of performance of works. The activity of the repair shop is aimed at increasing the profitability of the enterprise, organizational and technical support. In the repair shop, you must choose the equipment and equipment to perform the technical service of the equipment. The most important characteristic of a technical system is the presence of the desired properties, since the technical system is only the performer of the required work function and predictable behavior. The systematic approach often requires the formation of many alternative solutions and the application of several criteria to evaluate and select the best option. In day-to-day engineering, multi-criteria decision-making methods are more commonly used in the multiple options available. This significantly increases the role of the worker and his value system. It is manifested, first of all, in the stages of the formation of the initial set of alternative options, the selection of criteria and their significance, multicriteria assessment and decision making. The effectiveness of decisions depends directly on the professional level of the worker, his ability to apply modern methods and techniques of analysis and synthesis of solutions by several criteria. The article deals with the choice of equipment for a repair shop (for example, a washing machine) using a multicriteria method.

Keywords - multicriteria method, minimum distance to target, Pareto method, repair shop, washing machine.

УДК 631.173

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-214-222

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКОГО РІВНЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ МОЛОТКОВИХ ДРОБАРОК

Болтянська Н. І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація - з точки зору надійності, найбільший інтерес представляє перехід машини із працездатного стану в непрацездатний і навпаки. Час знаходження об'єкта дослідження в працездатному стані і час відновлення після відмови носять випадковий характер. Для оцінки надійності кормодробарок прийняті одиничні показники довговічності, безвідмовності, ремонтпридатності та комплексний показник - коефіцієнт готовності. Найбільш суттєвими для кормодробарок є показники безвідмовності, оскільки під час приготування кормів необхідно забезпечити працездатність машини на протязі певного інтервалу часу без перебоїв у годівлі тварин. Наведено у вигляді системи диференціальних рівнянь ймовірності переходів підсистем дробарки і її, як складної системи в цілому, у різні стани. Практичний інтерес для аналізу працездатності дробарки з позиції надійності в період тривалої експлуатації після припрацювання до списання, представляє сталий, стаціонарний режим. Оскільки отримане значення ймовірності безвідмовної роботи кормодробарки P_0 характерне для моменту часу значно віддаленого від початку експлуатації, а до складу рівнянь входять параметри відмов і відновлень механізмів, то ця ймовірність дорівнює коефіцієнту готовності K_g . Встановлено, що найменш надійна підсистема дробарок на які першочергово цілеспрямовуються дії по підвищенню довговічності та безвідмовності - подрібнювальна камера, для якої можна виділити п'ять основних елементів, які лімітують її ресурс: молотки, деки, решета, підшипники валу подрібнювального ротора та привідні паси. Відмови цих елементів визначають стан підсистеми, в якому вона може перебувати. Визначено ймовірність відмов по підсистемах молоткових дробарок. Доведено, що надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани. Основний вплив на

пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерною масою.

***Ключові слова* - довговічність, безвідмовність, експлуатація, подрібнювач концентрованих кормів, відмова, ймовірність безвідмовної роботи.**

Постановка проблеми. Технології і обладнання підприємств сільськогосподарського машинобудування України морально застаріли, а їх фізичне зношення обладнання досягає 40...90% [1]. Виробничі потужності розраховані на великі обсяги виробництва, а попит на ринку суттєво зменшився [2]. Застарілі технології і обладнання та низька якість конструкційних матеріалів, що застосовуються, не дозволяють виготовляти конкурентоздатні сільськогосподарські машини [3]. Отже, рівень безвідмовності таких машин повинен бути достатньо високим на всіх стадіях використання, але усунення відмов і пов'язані з цим простої наносять значні матеріальні збитки підприємствам [4].

Подрібнення зерна - одна з найважливіших операцій в кормоприготуванні. Для подрібнення існує багато конструкцій кормодробарок, найпоширенішими серед яких є молоткові. На сьогодні парк цих машин, що знаходяться в експлуатації складає біля 20 тисяч штук. Суттєвим недоліком кормодробарок є недостатня їх надійність, яка обумовлена, насамперед, низькою безвідмовністю механізмів, різницею в наробітках на відмови окремих вузлів і деталей.

Проблема забезпечення необхідної надійності пов'язана з особливостями і складністю конструкцій дробарок, а також умовами їх експлуатації: високими швидкостями подрібнення зерна, наявністю вібрації, впливом абразивного середовища, тощо.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад в питання вивчення надійності та підвищення довговічності основних робочих органів дробарок, шляхом удосконалення конструкцій машин, їх вузлів і деталей внесли такі видатні вчені, як Фабрикант М.Б., Мельников С.В., Ялпачик Г.С., Золотарьов С.В., Бойко А.І., Пилипенко О.М., Сідашенко О.І., Новицький А.В. та інші [5-8].

В результаті проведених досліджень закладені основи забезпечення надійності машин, але багато важливих питань ще не отримали свого остаточного вирішення. В науковій літературі практично відсутні публікації по дослідженню надійності кормодробарок. Недостатньо висвітлена методологія оцінки надійності дробарок в реальних умовах експлуатації.

Тенденція розвитку техніки показує, що вирішення питань надійності не можливе без системного, комплексного підходу. До сьогодні, знаходяться в стадії розробки розрахункові методи визначення основних показників надійності кормодробарок, дослідження фізики відмов, їх характеру і розподілу. Постає необхідність у проведенні дослідження динаміки спрацювання деталей, що лімітують надійність [9-11].

Зростання навантаження на кормодробарки за кількістю переробленого матеріалу поставило питання про підвищення їх довговічності та технологічної надійності. У першу чергу це робочі органи дробарок - молотки та деки.

У процесі експлуатації дробарок інтенсивно спрацюються: ротор із молотками, підшипники, сита і деки, шнеки. Досвід експлуатації дробарок свідчить, що найбільше нарікань буває на подрібнювальний ротор із молотками, які спрацюються швидше, ніж інші деталі. Встановлено, що основними дефектами вала ротора є спрацювання посадочних місць під підшипники і напівмуфту, а також спрацювання шпоночної канавки.

Формулювання цілей статті. Дослідити довговічність та безвідмовність кормодробарок в процесі їх експлуатації. Визначити найменш надійну підсистему кормодробарок та розподілу відмов по підсистемах молоткових дробарок.

Основна частина. З позиції надійності, спрощена загальна структурна схеми кормодробарки може бути представлена у вигляді послідовно з'єднаних наступних типових складових підсистем: завантажувального шнека, зернового бункера, подрібнювальної камери, роздільної камери, шнека роздільної камери, вивантажувального шнека. Таке представлення правомірне, виходячи з того, що відмова будь-якої з підсистем, призводить до відмови машини в цілому [12].

У процесі експлуатації, кормодробарка може знаходитись в різних станах, обумовлених можливістю її роботи або необхідністю технічного обслуговування та ремонту. З точки зору надійності, найбільший інтерес представляє перехід машини із працездатного стану в непрацездатний і навпаки. Час знаходження об'єкта дослідження в працездатному стані і час відновлення після відмови носять випадковий характер [9].

Для оцінки надійності кормодробарок прийняті одиничні показники довговічності, безвідмовності, ремонтпридатності та комплексний показник - коефіцієнт готовності.

Найбільш суттєвими для кормодробарок є показники безвідмовності, оскільки під час приготування кормів необхідно забезпечити працездатність машини протягом певного інтервалу часу без перебоїв у годівлі тварин. Практика свідчить, що тільки через

порушення режиму годівлі та поїння відзначається зниження продуктивності дійних корів приблизно на 15%.

Крім цього, важливо мати характеристики ремонтпридатності, так як роботи по підтриманню працездатного стану машини бажано проводити в стислі строки, в періоди між змінами по приготуванню кормів.

Ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки визначається шляхом дослідження переходів в різні можливі стани.

На основі рівнянь Колмогорова, ймовірності переходів підсистем дробарки і її, як складної системи в цілому, у різні стани можна записати у вигляді системи диференціальних рівнянь [4,9]:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -aP_0(t) + \mu_i P_i(t); \\ \frac{dP_i(t)}{dt} = \omega_i P_0(t) - (\mu_i + a_i) P_i(t), \end{cases} \quad (1)$$

де P_0 – ймовірність безвідмовної роботи кормодробарки;

P_i – ймовірність відмови, будь якої з і-їх підсистем;

ω_i – параметр потоку відмов і-ої підсистеми;

μ_i – параметр потоку відновлень і-ої підсистеми;

a_i – параметр перетворень потоків відмов і-ої підсистеми.

Практичний інтерес для аналізу працездатності дробарки з позиції надійності в період тривалої експлуатації після припрацювання до списання, представляє сталий, стаціонарний режим, для якого $\frac{dP_i}{dt} = 0$. Тоді система диференціальних рівнянь (1) переходить в алгебраїчну, вирішення якої відносно невідомих, після відповідних математичних перетворень дає:

$$\begin{cases} P_0 = \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i} \right)^{-1}; \\ P_i = P_0 \cdot \frac{\omega_i}{\mu_i + a_i}, \end{cases} \quad (2)$$

де n – кількість підсистем дробарки.

Аналіз першого рівняння системи (2) показує, що ймовірність безвідмовної роботи дробарки, як цілої системи може тільки асимптотично спрямуватись до максимального свого граничного

значення і завжди менше його, оскільки до одиниці додаються ще складові обумовлені конкретними величинами параметрів потоків відмов і відновлень.

З другого рівняння (2) видно, що на ймовірність відмови будь якої з підсистем впливає тільки другий множник, який і враховує особливості їх ймовірнісних характеристик пов'язаних з розподілом відмов і відновлень.

Оскільки отримане значення ймовірності безвідмовної роботи кормодробарки P_0 характерне для моменту часу значно віддаленого від початку експлуатації, а до складу рівнянь входять параметри відмов і відновлень механізмів, то ця ймовірність дорівнює коефіцієнту готовності K_r , тобто

$$P_0 = K_r \quad (3)$$

Найменш надійна підсистема дробарок на які першочергово цілеспрямовуються дії по підвищенню довговічності та безвідмовності - подрібнювальна камера, для якої можна виділити п'ять основних елементів, які лімітують її ресурс: молотки, деки, решета, підшипники вала подрібнювального ротора та привідні паси. Відмови цих елементів визначають стан підсистеми, в якому вона може перебувати [9,10].

Відмови по підсистемах молоткових дробарок розподіляються нерівномірно. Найбільша їх кількість припадає на подрібнювальну камеру – 33,6%, завантажувальний шнек – 21,9% та зерновий бункер – 18,5% (рисунок 1). По групах складності відмови формуються наступним чином: 1 група складності – 13,7% відмов, 2 група складності – 84,2% і 3 група складності – 2,1% відмов від загальної їх кількості.

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи.

Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани. Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерновою масою.



Рис. 1. Розподіл відмов по підсистемах молоткових дробарок, %

Висновок.

Значної уваги набули роботи з підвищення довговічності робочих органів і дробарок в цілому конструкторсько-технологічними методами. Такий напрямок в поєднанні з застосуванням деталей підвищеної довговічності дозволяє значно підняти наробіток дробарок, зменшити витрати на проведення технічного сервісу.

Важливим для забезпечення надійності кормодробарки є вивчення впливу окремих видів пошкоджень з визначенням ймовірності їх появи.

Надійність дробарок і їх підсистем залежить від параметрів потоків відмов $\omega_i(t)$ і відновлень $\mu_i(t)$, вплив яких встановлено на основі моделювання станів і процесів переходів структурних одиниць в різні стани.

Основний вплив на пошкодження деталей і формування їх відмов чинить процес спрацювання, обумовлений контактною взаємодією робочих органів із зерною масою.

Перспективним напрямком подальших досліджень в галузі підвищення надійності кормоподрібноувальної техніки слід вважати комплексний структурний аналіз надійності машин на основі системного підходу до їх конструктивних рішень.

Література:

1. Болтянська Н.І. Забезпечення якості продукції у галузі сільськогосподарського машинобудування / Н.І. Болтянська // Науковий вісник НУБіП. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2014– Вип.196, ч.1.- С. 239-245.

2. Болтянський Б.В. Впровадження енергозберігаючих технологій при будівництві та реконструкції тваринницьких підприємств в Україні / Б.В. Болтянський // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 4, Т. 1. – С. 10–15.

3. Болтянський О.В. Використання нанотехнологій при безрозбірному сервісі автотракторної техніки / О.В. Болтянський // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип.11. Т.2. – С. 97-102.

4. *Болтянський О.В.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП.. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К., 2015. Вип. 212, ч. 1. – С. 275-283.

5. *Болтянська Н.І.* Зміни техніко-експлуатаційних показників МЕЗ під впливом на них надійності / *Н.І. Болтянська* // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка: – Харків: 2009. – Вип. 89. – С. 106-111.

6. *Скляр О.Г.* Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник / *О.Г. Скляр*. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2018. – 380 с.

7. *Машини, обладнання та їх використання в тваринництві: підручник для здобувачів ступеня вищої освіти закладів вищої освіти / Р. В. Скляр, О. Г. Скляр, Д. О. Мілько, Б. В. Болтянський.* – К.: Видавничий дім «Кондор», 2019. – 608 с.

8. *Болтянський О.В.* Аналіз шляхів підвищення ефективності використання машино-тракторного парку / *О.В. Болтянський, Н.І. Болтянська* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 14. Т. 4. – С. 204-209

9. *Новицький А.В.* Підвищення безвідмовності кормодробарок конструкторсько-технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності. Автореф. дис. на здобуття наук. ст. к.т.н. за спеціальністю 05.05.11. - “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва”. - НАУ, Київ, 2001.

10. *Болтянський О.В.* Використання різних критеріїв при визначенні кількості запасних частин / *О.В. Болтянський* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С. 3-7.

11. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т. 5. – С. 245-251.

12. *Болтянська Н.І.* Роль технічного сервісу при забезпеченні високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва. / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 3. Т. 1, – С. 103-1

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЫСОКОГО УРОВНЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК

Болтянская Н. И.

Аннотация - с точки зрения надежности, наибольший интерес представляет переход машины из работоспособного

состояния в неработоспособное и наоборот. Время нахождения объекта исследования в работоспособном состоянии и время восстановления после отказа носят случайный характер. Для оценки надежности кормодробарок приняты единичные показатели долговечности, безотказности, ремонтпригодности и комплексный показатель - коэффициент готовности. Наиболее существенными для кормодробарок являются показатели безотказности, поскольку во время приготовления кормов необходимо обеспечить работоспособность машины в течение определенного интервала времени без перебоев в кормлении животных. Приведены в виде системы дифференциальных уравнений вероятности переходов подсистем дробилки и ее, как сложной системы в целом, в разные состояния. Практический интерес для анализа работоспособности дробилки с позиции надежности в период длительной эксплуатации после приработки к списанию, представляет устойчивый, стационарный режим. Поскольку полученное значение вероятности безотказной работы кормодробилки характерно для момента времени значительно удаленного от начала эксплуатации, а в состав уравнений входят параметры отказов и восстановлений механизмов, то эта вероятность равна коэффициенту готовности. Установлено, что наименее надежная подсистема дробилок на которые в первую очередь направляются действия по повышению долговечности и безотказности - дробильная камера, для которой можно выделить пять основных элементов, которые лимитируют ее ресурс: молотки, деки, решетка, подшипники вала дисковой ротора и приводные ремни. Отказы этих элементов определяют состояние подсистемы, в котором она может находиться. Определены вероятность отказов по подсистемам молотковых дробилок. Доказано, что надежность дробилок и их подсистем зависит от параметров потоков отказов и восстановлений, влияние которых установлено на основе моделирования состояний и процессов переходов структурных единиц в различные состояния. Основное влияние на повреждение деталей и формирования их отказов оказывает процесс износа, обусловленный контактным взаимодействием рабочих органов с зерновой массой.

Ключевые слова - долговечность, безотказность, эксплуатация, измельчитель концентрированных кормов, отказ, вероятность безотказной работы.

ENSURING A HIGH LEVEL OF INDICATORS OF THE RELIABILITY OF MOLOTKOV CRUSHERS

N. Boltianska

Summary

From the point of view of reliability, the greatest interest is the transition of the machine from a working state to an unworkable one and vice versa. The time that the research object is in working condition and the recovery time after a failure is random. To assess the reliability of feed drums, single indicators of durability, dependability, maintainability and a complex indicator - readiness factor are taken. Reliability indicators are the most important for feed shakers, since during preparation of feeds it is necessary to ensure machine operability during a certain time interval without interruptions in feeding animals. Given in the form of a system of differential equations, the probabilities of transitions of the crusher subsystems and its, as a complex system as a whole, to different states. Of practical interest for analyzing the working capacity of the crusher from the position of reliability in the period of long-term operation after the run-in to write-off, is a steady, stationary mode. Since the obtained probability of failure-free operation of the feed crusher is typical for a point in time that is significantly distant from the start of operation, and the equations include parameters of failures and recovery mechanisms, this probability is equal to the availability factor. It has been established that the least reliable subsystem of crushers to which actions to increase durability and reliability are first of all directed is a crushing chamber, for which five main elements can be distinguished that limit its life: hammers, decks, sieves, disk rotor shaft bearings and drive belts. Failures of these elements determine the state of the subsystem in which it can be. The probability of failure is determined by subsystems of hammer crushers. It is proved that the reliability of crushers and their subsystems depends on the parameters of the flow of failures and restorations, the influence of which is established on the basis of modeling the states and the processes of transition of structural units to various states. The main influence on the damage of parts and the formation of their failures is exerted by the wear process caused by the contact interaction of the working bodies with the grain mass.

Keywords - longevity, uptime, operation, concentrated feed shredder, failure, probability of uptime.

УДК 631.37

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-223-232

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ВИПРОБУВАННЯ АГРОМОСТОВОГО БОРОНУВАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Кувачов В. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619)42-12-65

Анотація – З позиції енергозбереження важливим і актуальним є питання дослідження агромостових агрегатів в складі адаптованих до них нових с.-г. знарядь, які функціонують за принципами колійного і мостового землеробства. До одного із представників останніх можна віднести борону «Надикти-Аюбова». Експериментальне визначення характеристик роботи агромостового боронувального агрегату в її складі, з метою встановлення відповідності його параметрів основним принципам ефективного впровадження колійного та мостового землеробства, було прийнято за мету досліджень. Експериментальні дослідження проводилися як за загальноприйнятими, так і за розробленими методиками, і передбачали використання сучасного тензометричного та контрольно-вимірювального обладнання з аналогово-цифровим перетворюванням сигналів від давачів інформації. Оброблення дослідних даних здійснювали на ПК із застосуванням теорії імовірності, регресійного, а також кореляційно-спектрального аналізів. Фізичними об'єктами досліджень були ширококолійний агромостовий засіб конструкції ТДАТУ з шириною його колії 3,5 м і боронувальні знаряддя (типу БЗСС-1,0), які конструктивно виконанні по типу борони «Надикти-Аюбова». За результатами експериментальних випробувань агромостового боронувального агрегату в складі борони «Надикти-Аюбова» доведено її хорошу пристосованість до роботи в агрегатах колійного та мостового землеробства і високу якість виконання технологічного процесу. Останнє також є наслідком того, що рух агромостового засобу здійснюється по ущільнених слідах постійної технологічної колії, профіль нерівностей якої носить низькочастотний характер в порівнянні з поздовжнім профілем боронованого агрофону. Конструктивне виконання борони «Надикти-Аюбова» добре відображається на характері нерівномірності її тягового опору. Встановлено, що коливання тягового опору боронувального знаряддя виражають випадкову

функцію, в якій відсутні гармонійні складові. Коефіцієнт варіації коливання опору на гаку агромоста при боронуванні становить не більше 10%. Останнє свідчить про високу стабільність (низьку варіабельність) процесу боронування ґрунту, що позитивно відображається на стійкому русі агромостового агрегату.

***Ключові слова* – агромостовий засіб, борона «Надикти-Аюбова», експериментальні випробування, профіль нерівностей агрофону.**

Постановка проблеми. Подальший високоефективний розвиток сільськогосподарського виробництва України можливий за умови широкого впровадження досягнень науково-технічного прогресу. До яких слід віднести організацію виконання польових механізованих робіт за принципами колійної та мостової систем землеробства [1-3]. Важливого значення при цьому набувають питання пошуку нових ґрунтообробних робочих органів, машин та знарядь для їх ефективного використання в колійній і мостовій системах землеробства. До одних із представників останніх можна віднести борону «Надикти-Аюбова» [4]. Функціональні можливості останньої можуть забезпечити розпушування поверхневого шару ґрунту до мілко дрібного стану без виносу вологого шару на поверхню, стійкість роботи борони по глибині, розпушування і високу якість обробітку [4].

Аналіз останніх досліджень. Вагомий внесок у розвиток та популяризацію колійного та мостового землеробства внесли вітчизняні вчені В.Т. Надикто, В.О. Улексін, В.М. Кюрчев та інші [5,6]. Однак аналіз опублікованих ними результатів досліджень показав, що недостатньо відпрацьовані питання експериментальних досліджень ширококолійних агромостових ґрунтообробних агрегатів.

Стосовно використання останніх з адаптованими робочими органами інтерес викликає борона із зубцями з плоскорізальними сегментами [7]. Сегменти всіх рядів на неї встановлені в горизонтальній площині і під однаковим кутом нахилу. Але використання вказаної конструкції борони не дозволяє ефективно знищувати бур'ян (бур'ян намотується на робочі органи). Також, заглиблення робочих органів вказаного знаряддя в ґрунт недостатнє для якісного його обробітку.

Відома конструкція борони «Надикти-Аюбова» [4], яка запропонована науковцями ТДАТУ. В неї у поздовжньо-вертикальній площині встановлені плоскорізальні сегменти першого ряду, а другого – під більшим кутом нахилу до горизонту, ніж сегменти останніх рядів. Таке конструктивне її виконання забезпечує, на думку авторів розробки, високу якість обробітку ґрунту та є привабливим для

використання в складі ширококоліїних агромостових агрегатів, які рухаються по слідах постійної технологічної колії.

Формулювання цілей статті. Експериментальне визначення характеристик роботи агромостового боронувального агрегату в складі борін «Надикти-Аюбова» з метою встановлення відповідності його параметрів основним принципам ефективного впровадження колійного та мостового землеробства.

Методика досліджень. Експериментальні дослідження проводилися як за загальноприйнятими, так і за розробленими методиками і передбачали використання сучасного тензометричного і контрольно-вимірювального обладнання з аналогово-цифровим перетворюванням сигналів від давачів інформації. Оброблення дослідних даних здійснювали на ПК із застосуванням теорії імовірності, регресійного, а також кореляційно-спектрального аналізу.

У процесі виконання експериментів передбачалося: визначення поздовжнього профілю нерівностей слідів постійної технологічної колії і нерівностей агрофону до і після боронування, вологості та щільності ґрунту, глибини обробітку.

Фізичними об'єктами досліджень були ширококоліїний агромостовий засіб (електрифікований агроміст) конструкції ТДАТУ з шириною його колії 3,5 м і боронувальні знаряддя (типу БЗСС-1,0) (рис. 1), які конструктивно виконанні по типу борони «Надикти-Аюбова». У вказаного агромостового засобу використовувалися шини коліс типорозміру 9,5R32. Для проведення досліджень використовувалася спеціально обладнана лабораторія для випробування електрифікованого агромоста, яка розміщується на території ТДАТУ.

Для реєстрації частини вимірюваних параметрів, таких як нерівності профілю агрофону, тяговий опір боронувальних знарядь, використовували вимірювально-реєстраційний комплекс, основу якого склали аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та персональний комп'ютер ПК (див. рис. 1).

Отримані в процесі експериментальних досліджень реалізації у вигляді оцифрованих даних переносили в програмне середовище Microsoft Excel. В ньому розраховувалися такі статистичні характеристики як: середня значина; середнє квадратичне відхилення (стандарт); дисперсія; коефіцієнт варіації; похибка вибіркової середньої; нормована кореляційна функція; нормована спектральна щільність. Вказані статистичні параметри визначалися за методиками [8,9]. Похибка безпосереднього вимірювання параметрів не перевищувала 1%.

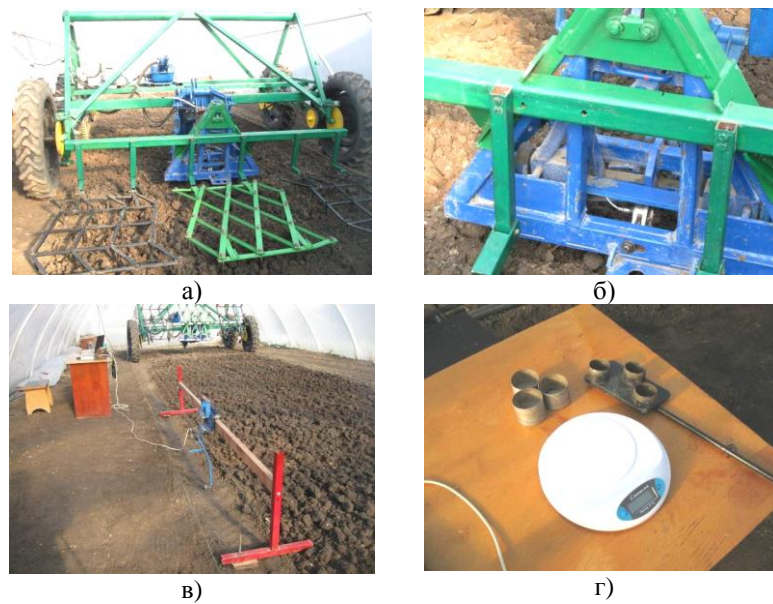


Рис. 1. Досліджуваний агромовстий боронувальний агрегат (а) і вимірювально-реєстраційний комплекс (б – динамометрична автозчіпка типу СА; в – автоматизований профілограф з АЦП і ПК; г – комплект обладнання для визначення вологості і щільності ґрунту)

Вологість ґрунту визначалася стандартизованим термостатно-ваговим методом. Глибину обробітку в процесі досліджень вимірювали спеціально розробленим глибиноміром в 10 місцях по діагоналі оброблюваної ділянки.

Експериментальні випробування агромовстого боронувального агрегату проводилися на контрольно-заліковій ділянці довжиною 50 м згаданої лабораторії. Швидкісний режим роботи агромовстого агрегату складав 3,6-4,5 км/год.

Основні матеріали дослідження. При проведенні досліджень середня значина вологості ґрунту в шарі 0-10 см становила 26,8%, а щільності – 1,23 г/см³.

Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що профіль постійної технологічної колії істотно згладжений в порівнянні з профілем обробленого агрофону. Так, якщо середнє квадратичне відхилення профілю боронованого агрофону складає $\pm 1,36$ см, то для профілю колії цей показник дорівнює $\pm 0,84$ см, тобто в 1,6 разів менший (рис. 2).

За своєю внутрішньою структурою нерівності профілю слідів постійної технологічної колії характеризуються функцією, що містить поряд з випадковими складовими – гармонійні, які виражені загасаючими періодичними коливаннями нормованої кореляційної функції, яка представлена на рис. 2а. За якою довжина кореляційного зв'язку ординат нерівностей профілю слідів постійної технологічної

колії становить близько 0,18 м, що відповідає кроку ґрунтозачепів на шинах агромостового засобу, величина якого дорівнює 0,175 м.

Спектр частот, які складають випадкову функцію нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії визначає нормована спектральна щільність ординат згаданих нерівностей профілю (рис. 2б). Із аналізу нормованої спектральної щільності (див. рис. 2б) встановлено, що частота зрізу для цього процесу дорівнює приблизно $0,3 \text{ см}^{-1}$. Основна доля дисперсій коливань нерівностей профілю слідів технологічної колії зосереджена в діапазоні частот $0-0,3 \text{ см}^{-1}$. Середнє квадратичне відхилення ординат вказаних нерівностей узгоджується із висотою ґрунтозачепів шин агромостового засобу, величина якої дорівнювала 0,03 м.

Вищенаведений аналіз характеристик нерівностей профілю постійної технологічної колії по якій багатократно рухається агромостовий засіб свідчить, що генератором формування цих нерівностей є параметри ґрунтозачепів шин його коліс.

Внутрішня структура коливань поздовжнього профілю оброблюваної ділянки агрофону дещо різниться зі структурою нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії (див. рис. 2). Довжина кореляційного зв'язку ординат нерівностей боронованого агрофону приблизно в 2 рази більша і складає близько 34 см. Такий профіль агрофону є типовим для поля, що підготовлене під сівбу с.-г. культур [10].

На відміну від утворених шинами коліс агромостового засобу нерівностей профілю слідів постійної технологічної колії профіль боронованої ділянки агрофону носять більш низькочастотний характер (див. рис. 2б). Із аналізу нормованої спектральної щільності встановлено, що частота зрізу для цього процесу припадає на $0,18 \text{ см}^{-1}$. Основна доля дисперсій коливань нерівностей обробленого агрофону зосереджена в діапазоні частот $0-0,18 \text{ см}^{-1}$.

Коливання тягового опору боронувального знаряддя виражають випадкову функцію, в якій відсутні гармонійні складові (рис. 3а). Основний спектр дисперсій коливань тягового опору зосереджений у діапазоні частот $0-3,5 \text{ с}^{-1}$ (див. рис. 3а). За своєю енергією (рис. 3б) дисперсія коливань тягового опору досліджуваної борони складала $0,027 \text{ кН}^2$, а середнє квадратичне відхилення – $0,166 \text{ кН}$. При середньому значенні тягового опору $1,71 \text{ кН}$ трьох борін в мостовому агрегаті коефіцієнт варіації його (тобто опору) коливань при боронуванні становить $9,76\%$. Останнє є бажаною ознакою, що вказує на високу стабільність (низьку варіабельність) процесу боронування агрофону агромостовим засобом в складі борони «Надикти-Аюбова».

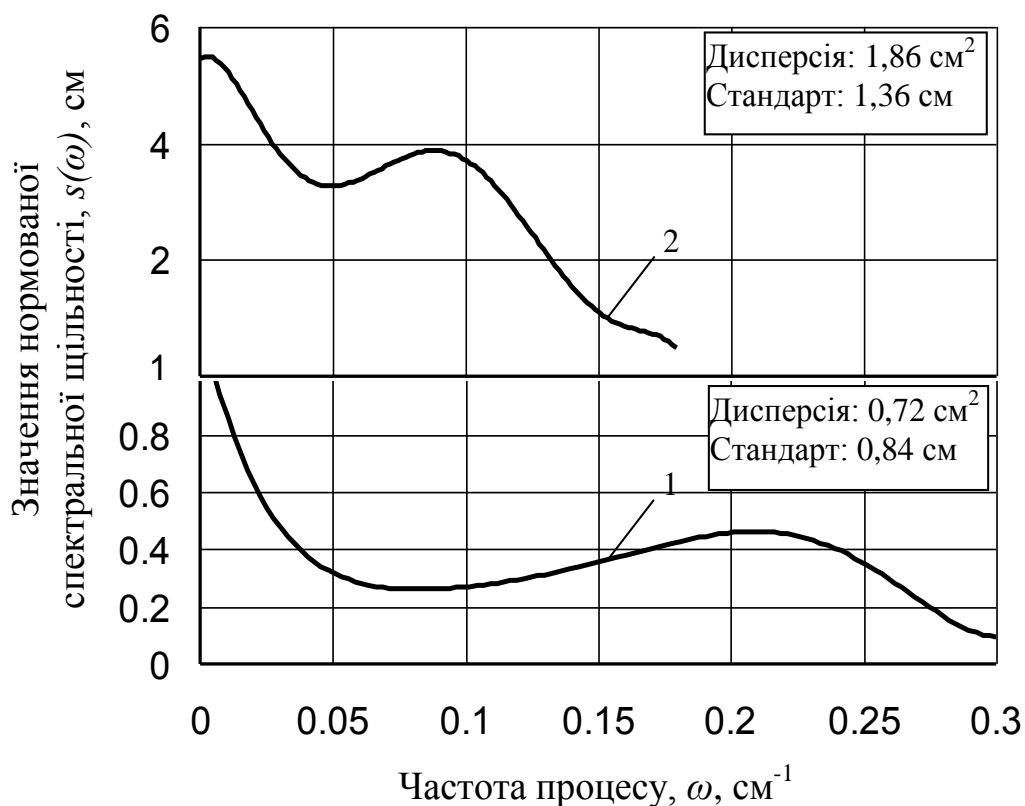
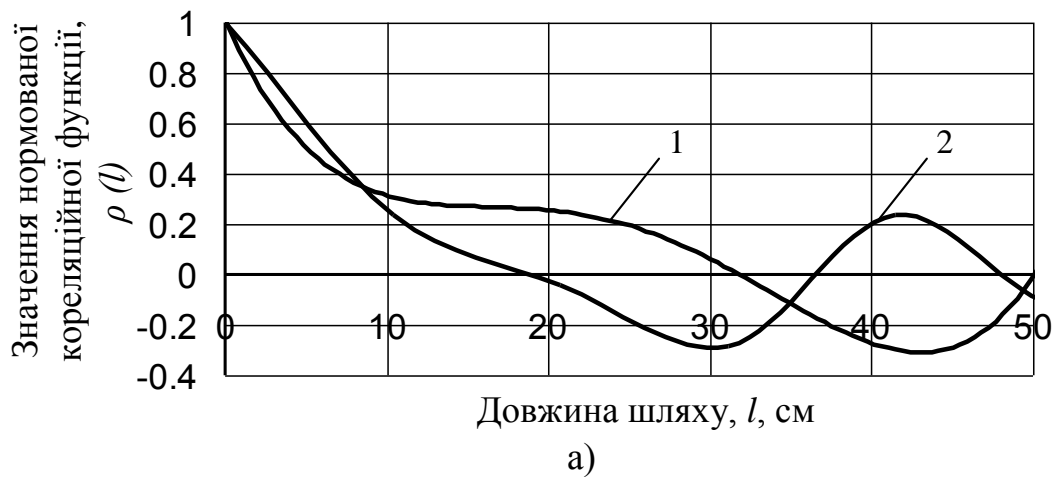


Рис. 2. Графіки нормованої кореляційної функції (а) і спектральної щільності (б) нерівностей поздовжнього профілю слідів постійної технологічної колії (1) і боронованого агрофону (2)

Показники якості боронування ґрунту відповідали агровимогам, які ставляться до цієї технологічної операції [11]. Зокрема, відхилення фактичної глибини обробітку від заданої не перевищувало ± 1 см, а висота гребенів на агрофоні була не більше 2 см.

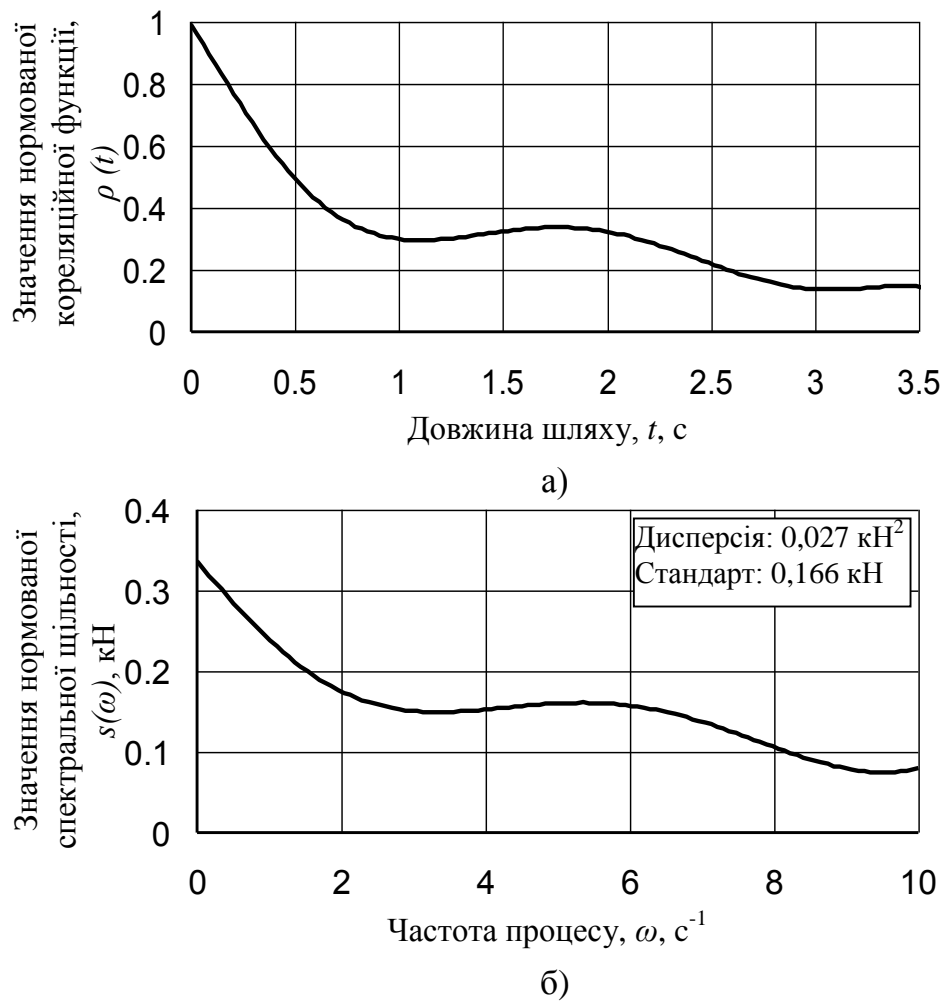


Рис. 3. Графіки нормованої кореляційної функції (а) і спектральної щільності (б) коливань тягового опору боронувального знаряддя

Висновок.

За результатами експериментальних випробувань агрометалевого боронувального агрегату в складі борони «Надикти-Аюбова» доведено її хорошу пристосованість до роботи в агрегатах колійного та мостового землеробства і високу якість виконання технологічного процесу. Останнє також є наслідком того, що рух мостового агрозасобу здійснюється по ущільнених слідах постійної технологічної колії, профіль нерівностей якої носить низькочастотний характер в порівнянні з поздовжнім профілем боронованого агрофону.

Конструктивне виконання борони «Надикти-Аюбова» добре відображається на характері нерівномірності її тягового опору. Встановлено, що коливання тягового опору боронувального знаряддя виражають випадкову функцію, в якій відсутні гармонійні складові. Коефіцієнт варіації коливання опору на гаку агромета при боронуванні становить не більше 10%. Останнє свідчить про високу стабільність (низьку варіабельність) процесу боронування ґрунту. А це

зменшує нерівномірність моменту опору на двигуни агромота, що позитивно відображається на стійкому русі агромотостового агрегату.

Література:

1. Chamen T. Controlled traffic farming – from world wide research to adoption in Europe and its future prospects. *Acta Technologica Agriculturae Nitra* 3. 2015. P. 64-73.

2. Nadykto V. Role of tractors' energy saturation rate in making of their range. *Tractors and agricultural machinery* 3. 2012. P. 16–21.

3. Надикто В. Т., Улексін В. О. Колійна та мостова системи землеробства: монографія. 2008. 269 с.

4. Борона Надикти-Аюбова для обробітку ґрунту під пар: пат. 88940 Україна. № u201311396; заявл. 26.09.2013 ; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7.

5. Гойчук А.Ф., Кюрчев В.М., Надикто В.Т. Перспективи впровадження колійної системи землеробства на Україні. *Науковий вісник НАУ*. 2006. Вип. 101. С. 117–122.

6. Надикто В.Т., Кувачов В.П. Оцінка ефекту від колійної технології землеробства. *Праці ТДАТУ*. 2010. Вип. 10, т. 6. С. 126-133.

7. Левин И.Ф. Все о рапсе. *Аграрная тема*. 2012. №3(32) С. 29.

8. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов: учебн. пособ. 1979. 376 с.

9. Надикто. В. Т. Основы научных исследований: підручник. 2017. 268 с.

10. Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств: монографія. 2003. 240 с.

11. Ормаджи К. С. Контроль качества полевых работ. 1991. 191 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ АГРОМОСТОВОГО БОРОНОВАЛЬНОГО АГРЕГАТА

Кувачев В.П.

Аннотация – С позиции энергосбережения важным и актуальным является вопрос исследования агромотостовых агрегатов в составе адаптированных к ним новых сельскохозяйственных орудий, которые функционируют по принципу колеечного и мостового земледелия. К одному из представителей последних можно отнести борону «Надыкто-Аюбова». Экспериментальное определение характеристик работы агромотостового бороновального агрегата в ее составе, с целью установления соответствия его параметров основным принципам эффективного внедрения колеечного и мостового земледелия, было

принято целью исследований. Экспериментальные исследования проводились как по общепринятым, так и по разработанным методикам, и предусматривали использование современного тензометрического и контрольно-измерительного оборудования с аналогово-цифровым преобразованием сигналов от датчиков информации. Обработка опытных данных осуществлялась на ПК с применением теории вероятности, регрессионного, а также корреляционно-спектрального анализом. Физическими объектами исследований были ширококолейное агропостовое средство конструкции ТДАТУ с шириной его колеи 3,5 м и бороновальные орудия (типа БЗСС-1,0), которые конструктивно выполнены по типу бороны «Надыкто-Аюбова». По результатам экспериментальных испытаний агропостового бороновального агрегата в составе бороны «Надыкто-Аюбова» обоснована ее хорошая приспособленность к работе в агрегатах колеино-мостового земледелия, а также высокое качество выполнения технологического процесса. Последнее также является следствием того, что движение агропостового средства осуществляется по уплотненным следам постоянной технологической колеи, профиль неровностей которой носит низкочастотный характер по сравнению с продольным профилем боронованного агрофона. Конструктивное исполнение бороны «Надыкто-Аюбова» хорошо отражается на характере неравномерности ее тягового сопротивления. Установлено, что колебания тягового сопротивления бороновального орудия выражают случайную функцию, в которой отсутствуют гармонические составляющие. Коэффициент вариации колебания тягового сопротивления агропостового средства при бороновании составляет не более 10%.

Ключевые слова - агропостовое средство, борона «Надыкто-Аюбова», экспериментальные испытания, профиль неровностей агрофона.

EXPERIMENTAL STUDY AGRICULTURAL BRIDGE HARROW FOR SOIL HARROWING

Kuvachov V.P.

Summary

From the point of view of energy conservation, the important and urgent issue is the study of agricultural bridge aggregates in the composition of new agricultural implements adapted to them, which operate on the principle of gauge and bridge farming. One of the

representatives of the latter can be attributed to the harrow "Nadykto-Ayubova". The experimental determination of the operating characteristics of an agricultural bridge unit for harrowing the soil in its composition, in order to establish the correspondence of its parameters to the basic principles of the effective implementation of gauge and bridge farming, was adopted as the goal of research. Experimental studies were carried out both according to generally accepted and developed methods, and provided for the use of modern tensometric and control and measuring equipment with analog-to-digital conversion of signals from information sensors. The experimental data were processed on a PC using probability theory, regression, and also correlation-spectral analyzes. The physical objects of research were the agricultural bridge construction tool TSATU with a track gauge of 3.5 m and boron implements (type BZSS-1,0), which are structurally made like the "Nadykto-Ayubova" harrow. According to the results of experimental tests of an agricultural bridge unit for soil harrowing as part of the "Nadykto-Ayubova" harrow, its good adaptability to work in units of gauge and bridge farming, as well as the high quality of the technological process, are substantiated. The latter is also a consequence of the fact that the movement of the agricultural bridge unit is carried out along the compacted traces of a constant tramline, the profile of the irregularities of which has a low-frequency character in comparison with the longitudinal profile of the harrowed agricultural background. The design of the "Nadykto-Ayubova" harrow is well reflected in the nature of the unevenness of its traction resistance. It is established that the fluctuations in the traction resistance of the boron gun express a random function in which there are no harmonic components. The coefficient of variation of the fluctuation of the traction resistance of the agricultural bridge during harrowing is not more than 10%. The latter testifies to the high stability (low variability) of the soil harrowing process, which positively affects the stable movement of the agricultural bridge unit for soil harrowing.

Keywords - agromoose, Nadykty-Ayubov harrow, experimental tests, profile of irregularities of agrophone.

УДК 631.363:636.22/28

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-233-244

АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПОЗИЦІЙНИХ ВИВАНТАЖУВАЧІВ КОНСЕРВОВАНИХ КОРМІВ З ТРАНШЕЙНИХ СХОВИЩ

Болтянський Б. В., к.т.н.,
Дереза О. О., к.т.н.,
Дереза С. В., ст. викладач,
*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*
Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – враховуючи значну частку силосу у загальному раціоні великої рогатої худоби, його якість суттєво визначає продуктивність тварин, впливає на збереження їхнього здоров'я та подовження строку продуктивного використання.

Поряд із високою поживністю для силосу велику роль відіграє його стабільність. Саме стабільний корм можна з впевненістю включати до раціонів та враховувати за поживністю при їхньому балансуванні. Він також максимально довго зберігає свої поживні характеристики і добре поїдається тваринами.

Відповідальним етапом для збереження стабільності корму після його консервування є правильне вивантаження зі сховища перед згодовуванням. Силос слід вивантажувати шарами вертикальних зрізів товщиною не менше 30 см за раз по всій ширині та висоті траншеї. Край зрізання повинен бути рівний та щільний. Це попередить проникнення у середину корму повітря та його псування. Якщо частина корму відпадає, її слід або згодувати, або прибрати для недопущення псування.

Не припустимо вивантажувати силос нерівномірно. Тут велику роль відіграє правильний розрахунок потреби господарства в кормах. Часто, якщо підприємство працює на старих потужностях, однак з меншим поголів'ям, може статися так, що розмір траншеї просто не відповідатиме потребам продуктивного стада. Через це об'єм корму та його розміщення доцільно прораховувати попередньо для недопущення зайвих втрат.

Такі вимоги до вивантаження корму необхідно брати до уваги при плануванні раціонів на відповідний період та урахуванні в них частки консервованих кормів.

В статті розглянуті питання застосування траншейних сховищ консервованих кормів з використанням

високопродуктивних електрифікованих позиційних вивантажувачів на основі концептуальних положень відродження скотарства в Україні, що ґрунтуються на інтенсифікації розвитку крупних промислових ферм з годівлею ВРХ на основі силосно-сінажних раціонів.

Ключові слова – силосно-сінажний раціон, консервований корм, траншейне сховище, позиційний електрифікований вивантажувач.

Постановка проблеми. Ситуацію зі скороченням поголів'я великої рогатої худоби в Україні експерти називають катастрофічною. На початку 90-х років минулого століття поголів'я складало 25 млн. голів, сьогодні – менше 4 млн. голів.

На даний момент, за оцінками виробників молока та яловичини, через відсутність довготривалої державної програми підтримки продовжує скорочуватися поголів'я худоби. Особливо критичним є скорочення поголів'я ВРХ для областей з мінімальною його щільністю, таких як Херсонської, Миколаївської, Запорізької, в яких щільність на 100 га ріллі складає до 1 голови [1].

Така ситуація склалася через невизначеність держави щодо ринку землі, а для тваринників це питання є дуже актуальним, як, власне, і для стратегії подальшого розвитку сільського господарства країни в цілому.

Тому саме ці обставини викликали потребу в розробці Національного проекту «Відроджене скотарство» [2], «Державної цільової програми розвитку українського села», в яких покладено пріоритети розвитку галузі скотарства, заходи та механізми з їхньої реалізації для стимулювання виробництва молока та яловичини в обсягах, що задовольняють потребу населення в продуктах харчування на рівні фізіологічних норм споживання та формування експортного потенціалу [3].

Аналіз останніх досліджень. Національним проектом «Відроджене скотарство» передбачалося значне збільшення поголів'я ВРХ у сільгосппідприємствах різних форм власності. Таким чином вже у 2015 р. для годівлі ВРХ передбачалося використовувати 6,81 млн. т силосу і 2,73 млн. т сінажу, для цього повинні бути задіяні сховища загальним об'ємом 15,44 млн. м³ [2].

Формулювання цілей статті. Застосування силосно-сінажного типу годівлі, яке передбачається лише для ВРХ сільгосппідприємств з досить великим поголів'ям тварин, є основою формулювання цілі досліджень для визначення концептуальних положень розвитку галузі кормовиробництва [4].

Основна частина. Консервовані корми доцільно буде зберігати в капітальних наземних траншейних сховищах. Для механізації вивантаження кормів з цих сховищ на наш погляд варто застосовувати позиційні і стаціонарні вивантажувачі, які дають змогу значно, а то й повністю механізувати робочий процес [5, 11].

З цією метою в Запорізькому науково-дослідному центрі механізації тваринництва ННЦ «ІМЕСГ» Національної академії аграрних наук України (далі ЗНДЦМТ ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ) був розроблений, виготовлений і випробуваний позиційний вивантажувач (проект СХ-866), який начіплявся на трактор тягового класу 1,4 і був оснащений пило-гвинтовими відокремлювачами з гладкими і ріжучими гвинтами з гідромеханічним приводом (рис. 1) [5].

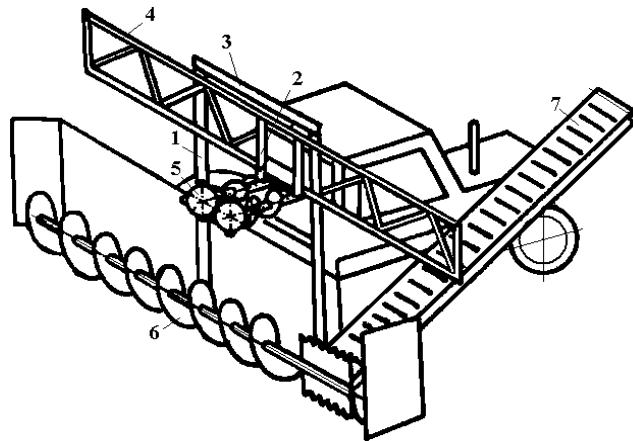


Рис. 1. Позиційний вивантажувач СХ-866:

- 1 - рама; 2 - каретка; 3 - рамка; 4 - траверса; 5 - пило-гвинтовий робочий орган; 6 - приймальний гвинтовий конвеєр; 7 - завантажувальний транспортер

Так як силосно-сінажні бурти мають шаруватість у горизонтальній площині й зчеплення часток у цій площині у 4-6 разів менше, ніж у вертикальній, було запропоновано робочий орган з розділенням відокремлення пласта корму на два процеси – вертикальне відрізання його торця і горизонтальне зчісування відрізаного шару.

Для цього було використано пило-гвинтовий робочий орган (рис. 2), який поєднує в собі відрізання шару корму і згрібання його з горизонтальної площини. Він складається із двох горизонтально встановлених ріжучих консольних відокремлювально-згрібальних гвинтів довжиною 750 і діаметром 400 мм правої й лівої навівок, які обертаються назустріч один одному з частотою 400 хв.⁻¹. Гвинти можуть бути гладкі і ріжучі (з розташуванням до 20 ножів на кроці гвинта) з кутом загострення 15°. У середині порожніх валів гвинтів проходять вали, на кінцях яких встановлені дискові відрізні пили діаметром 450 мм, які також зустрічно обертаються з частотою

1300 хв.⁻¹. Гвинти робочого органа виконані змінними – гладкими й ріжучими з різною кількістю ножів на кроці гвинта.

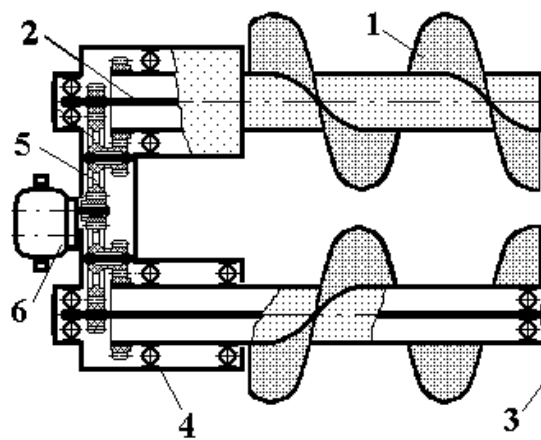


Рис. 2. Пило-гвинтовий робочий орган вивантажувача СХ-866:
1 - гвинт, 2 - вал, 3 - відрізна дискова пила; 4 - корпус;
5 - зубчата передача; 6 - гідравлічний двигун

Вивантаження виконується при зустрічних обертах пили й гвинта, горизонтальному човниковому переміщенні робочого органа із заглибленням наприкінці проходу. При цьому пила безупинно відрізає вертикальний торець відокремлюваного шару, а гвинт розшаровує, згрібає його із горизонтальної площини і подає у приймальний пристрій вивантажувача.

Конструкція робочого органа з різношвидкісним обертанням пили й відокремлювально-згрібального гвинта дозволяє вибрати оптимальні параметри й режими роботи пили і гвинта. Причому, якщо для пил це прорізування вертикальної щілини в бурті корму, то для гвинтів – відокремлення шару корму (з додатковим подрібненням у разі встановлення ріжучих гвинтів), транспортування за допомогою витка гвинта і подача до приймального пристрою машини.

Вивантаження відбувається при човниковому горизонтальному переміщенні робочого органу. Відрізаний пилою корм згрібається гвинтом і подається в приймальний пристрій.

Подальшим розвитком вивантажувачів такого типу став електрифікований позиційний вивантажувач-подрібнювач ВИС-Ф-30 «Фрезер» зі спареним пило-гвинтовим робочим органом, розроблений в ЗНДЦМТ ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ і призначений для вивантаження консервованих кормів з траншейних сховищ як з додатковим подрібненням вивантажувальної маси, так і без нього (рис. 3) [6].

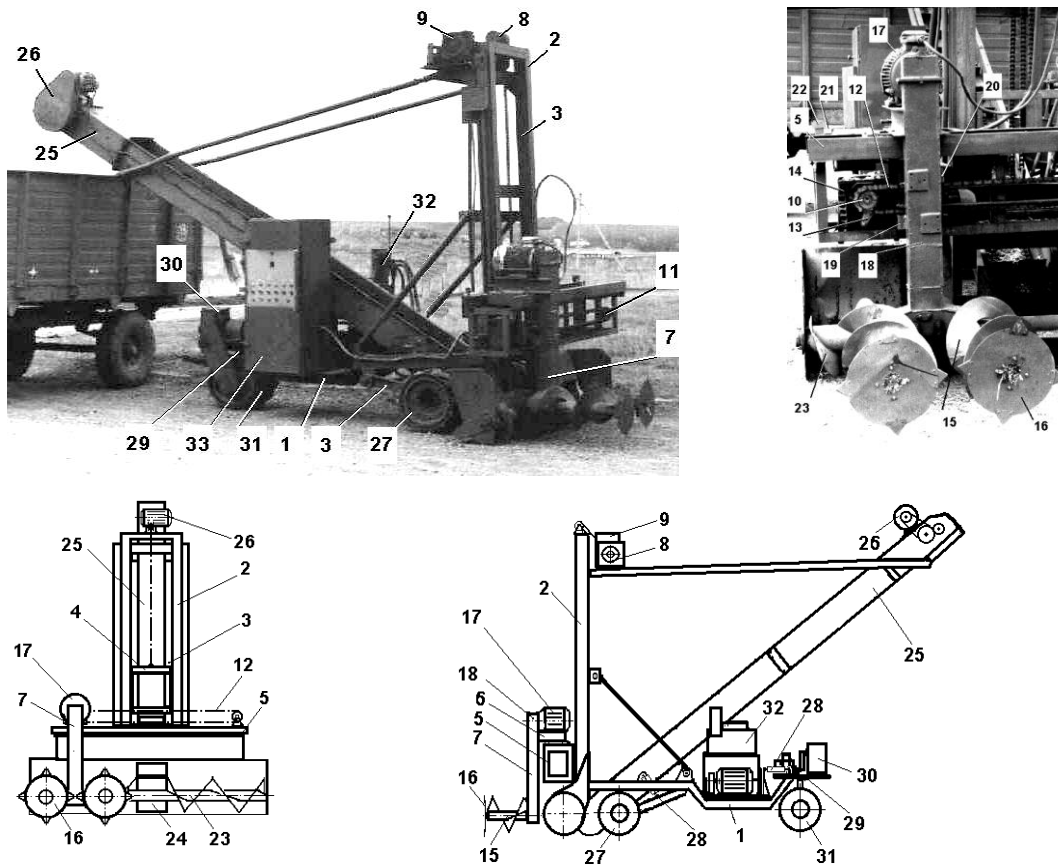


Рис. 3. Загальний вид і конструктивна схема електрифікованого вивантажувача-подрібнювача ВИС-Ф-30 «Фрезер»:

- 1 - рама; 2 - вертикальна направляюча; 3 - рамка; 4 - каретка вертикального переміщення; 5 - горизонтальна траверса; 6 - каретка; 7 - пило-гвинтовий робочий орган; 8 - привод піднімання рамки; 9 - електричне гальмо; 10 - ведуча зірочка; 11 - ведена зірочка; 12 - безкінечний ланцюговий контур; 13 - зачіп; 14 - приводна станція переміщення робочого органу; 15 - гвинт робочого органа; 16 - пила робочого органа; 17 - привод робочого органа; 18 - корпус робочого органа; 19, 20 - упори; 21 - кінцевий вимикач; 22 - контактний ролик; 23 - гвинтовий конвеєр; 24 - металник; 25 - похилий скребковий вивантажувальний транспортер; 26 - привод вивантажувального транспортера і гвинтового конвеєра; 27 - опорні колеса; 28 - гідроциліндр; 29 - блок повороту ведучих коліс; 30 - привод переміщення вивантажувача; 31 - ведучі колеса; 32 - гідростанція; 33 - пульт керування

Він представляє собою самохідну електрифіковану машину з кабельним живленням. Для переміщення в траншеї використовується електропривод ходових коліс, а внутрішньофермські та внутрішньогосподарські переїзди виконуються за допомогою трактора.

Вивантажувач обслуговується оператором і працює у напівавтоматичному режимі і забезпечує вивантаження стовпа корму з

розмірами у плані $0,6 \times 2,6$ м, товщині шару корму при вивантаженні до 0,3 м і швидкості подачі робочого ходу до 0,4 м/с з продуктивністю до 62,6 т/год. Його загальна маса становить 2700 кг, довжина 6000, ширина 2500 і висота 3800 мм.

Робочий орган, приєднаний до каретки, конструктивно аналогічний, має аналогічні параметри як пило-гвинтовий робочий орган позиційного вивантажувача СХ-866 (рис. 2) і відрізняється тим, що привод здійснюється електродвигуном, розміщеним на його корпусі. Корпус має верхній і нижній упори, які по чергову взаємодіють з зацепом ланцюгового контуру (у залежності від напрямку руху).

Подальшою модернізацією вивантажувача-подрібнювача консервованих кормів ВИС-Ф-30 «Фрезер» було застосування пило-гвинтового робочого органа з розвиненими кидальними властивостями, яка була виконана в ЗНДЦМТ ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ у співпраці з Таврійським державним агротехнологічним університетом імені Дмитра Моторного [6].

При цьому витки гвинтів робочого органа були продовжені у вигляді кидальних лопатей, які охоплювали виступаючі циліндричні частини корпусу (рис. 4). Це дає змогу легко надавати їм потрібної форми, що забезпечує параметри, необхідні для подавання відокремленої маси будь-якого фракційного складу у приймальний пристрій вивантажувача при різній глибині врізання з будь-якого положення робочого органа по висоті бурта, як при горизонтальному робочому ході, так і при вертикальному врізанні в борт.

Крім того, особливістю даного вивантажувача кормів є горизонтальний поворот робочого органа відносно каретки, яка виконує зворотно-поступальний рух вздовж горизонтальної траверси (рис. 5) [7].

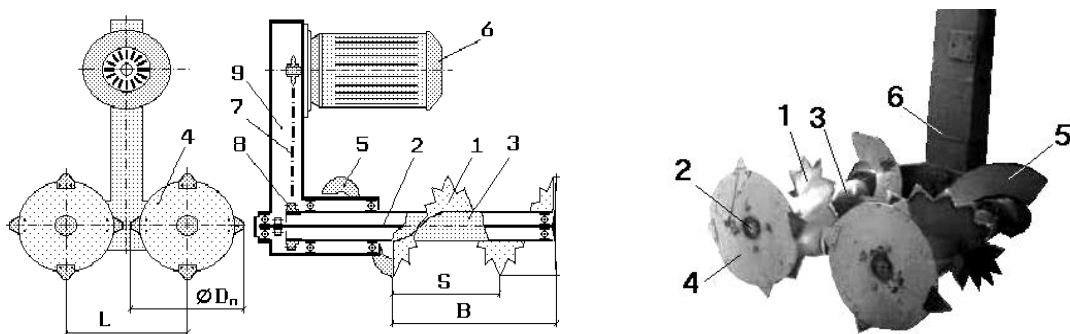


Рис. 4. Пило-гвинтовий робочий орган з розвиненими кидальними властивостями:

- 1 - гвинт, 2 - вал відрізної пили; 3 - вал гвинта; 4-відрізна пила;
5 - кидальна лопать гвинта; 6 - корпус

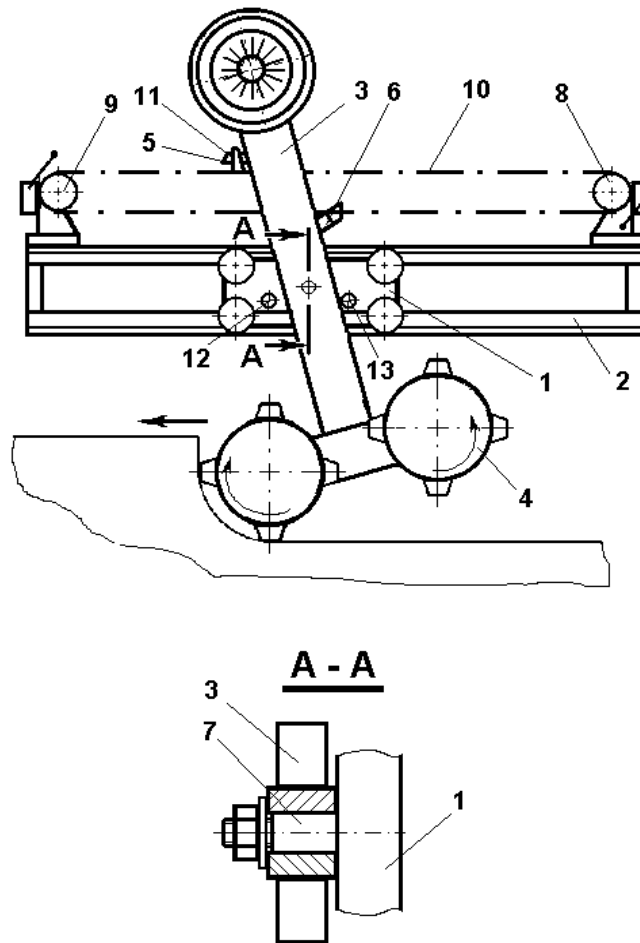


Рис. 5. Механізм переміщення робочого органа вивантажувача-подрібнювача ВИС-Ф-30 «Фрезер»:

1 - каретка; 2 - горизонтальна траверса; 3 - пило-гвинтовий робочий орган; 4 - відокремлювальний диск; 5 - упори; 7 - вісь повороту робочого органа; 8 - ведуча зірочка; 9 - ведена зірочка; 10 - безкінечний ланцюговий контур; 11 - зачіп; 12,13 – обмежувачі

На базі електрифікованого позиційного вивантажувача-подрібнювача консервованих кормів ВИС-Ф-30 «Фрезер» в ЗНДЦМТ ННЦ «ІМЕСГ» НААНУ за участі Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного створено експериментальний електрифікований позиційний вивантажувач-подрібнювач ВИС-Ф-30П «Фрезер» консервованих кормів з плоскорізальним робочим органом (рис. 6) [8, 9].

Плоскорізальний відокремлююче-подрібнювальний робочий орган складається з корпусу 1, в якому змонтований одноступінчатий редуктор. На його вертикальному вихідному валу встановлений диск 2, із закріпленими на нім чотирма робочими елементами, які представляють собою дві симетрично встановлені шарнірні ріжучі лопаті 3, що коливаються на вертикальних осях 4. Діаметр кола

фрезерування прийнятий рівним 700 мм щоб забезпечити за один прохід зняття необхідної величини добового відбору вертикального шару корму, рівного для силосу 0,5 м.

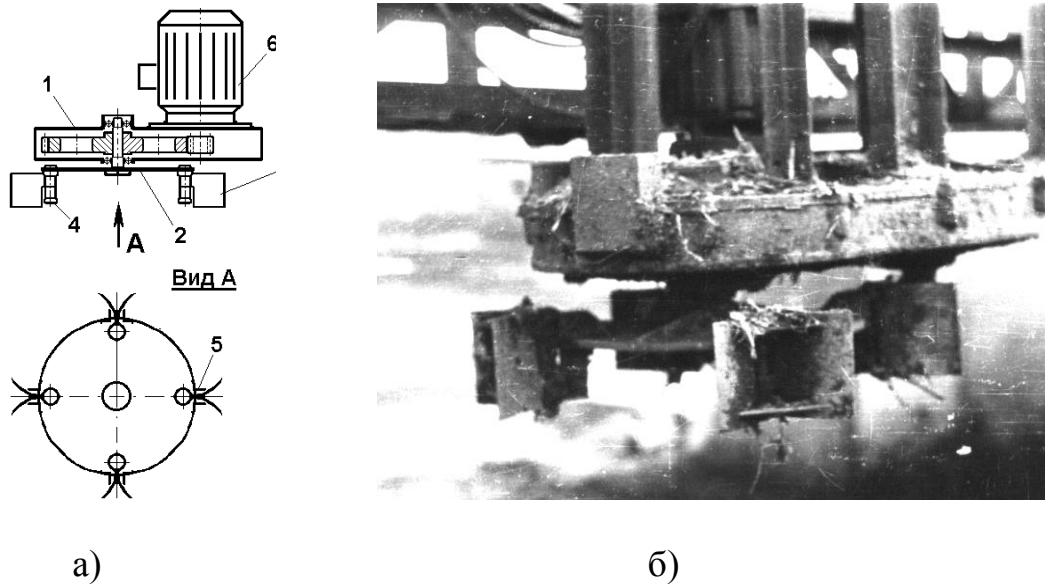


Рис. 6. Принципова схема (а) і загальний вид (б) плоскорізального відокремлююче-подрібнювального робочого органу: 1 - корпус; 2 - диск; 3 - лопать; 4 - вісь; 5 - упор; 6 - електродвигун

Швидкість дії лопаті на моноліт прийнята 16,5 м/с, виходячи з рекомендованих швидкостей фрезерування (15-18 м/с), таким чином кутова швидкість обертання диска становить $7,5 \text{ с}^{-1}$. Швидкість подачі робочого ходу до 0,25 м/с по рекомендації для вивантажувачів з горизонтальним переміщенням робочого органу, глибина різання сягає до 120 мм, що забезпечить теоретичну продуктивність вивантаження силосу до 35 т/год.

Сходження лопатей і, отже, кут різання регулюється переміщенням упорів. Привод робочого органу здійснюється з допомогою електродвигуна, сполученого з первинним валом редуктора.

Ріжуча кромка лопаті розташовується вертикально, що дозволяє залишати гладку вертикальну стінку бурту корму.

Відокремлення корму відбувається при зустрічному обертанні диска і горизонтальному човниковому переміщенні робочого органу з заглибленням в кінці проходу.

Аналіз проведених досліджень доводить, що зміна продуктивності вивантаження консервованих кормів у бік підвищення позитивно відображається на затратах. Питомі затрати процесу вивантаження силосу різко знижуються при збільшенні продуктивності

вивантаження згідно залежності (1) з 18,1 до 12,35 грн./т при збільшенні продуктивності з 16 до 120 т/год. [10]

$$P_3 = 35,482Q_z^{-0,5977}, \quad (1)$$

де P_3 – питомі затрати вивантаження, грн./т;
 Q_z – продуктивність вивантаження, т/год.

Висновки.

Перспективною технологією приготування і роздавання кормів силосно-сінажного раціону на молочно-товарних фермах з поголів'ям 200-1200 корів, що знижує питомі затрати, є технологія, при якій функції вивантаження і додаткового подрібнення консервованих кормів виконує позиційний електрифікований вивантажувач з продуктивністю 100-120 т/год., а змішування і роздавання – кормороздавач-змішувач (міксер) місткістю від 10 до 17 м³.

Застосування позиційних електрифікованих вивантажувачів консервованих кормів з траншейних сховищ з горизонтальною подачею робочого органу з заглибленням його у кінці проходу дозволяє виконувати відокремлення корму у низькоенергоємному зчісувально-розшаровуючому режимі при високій продуктивності вивантаження. Позиційне виконання машини у поєднанні з електроприводом і горизонтальним робочим ходом дає змогу виконувати процес вивантаження у напівавтоматичному режимі.

Література:

1. *Болтянський Б.В.* Сучасний стан розвитку галузі тваринництва в Запорізькій області / *Б.В. Болтянський, Л.О. Болтянська* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2008. - Вип. 8, Т.3, – С. 44-51.

2. Національний проект «Відроджене скотарство»/ Міністерство аграрної політики та продовольства України, Національна академія аграрних наук України // [Текст, таблиці, додатки]. – К.: ДІА, 2011. – 44с.

3. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *О.Г. Скляр, Р.В. Скляр* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2011. - Вип. 11. Т.5, – С. 245-251.

4. *Болтянський Б.В.* Заготівля та використання високоякісного комбісилосу – один з шляхів підвищення ефективності галузі тваринництва / *Б.В. Болтянський* // Збірник тез наукових робіт Міжнародної науково-практичної конференції «Аграрна наука на сучасному етапі розвитку: досвід, проблеми та шляхи їх вирішення». Одеса: Південноукраїнський центр аграрних досліджень, 2012. – С. 8-11.

5. *Болтянский Б.В.* Перспективные позиционные выгрузчики консервированных кормов из траншейных хранилищ / *Б.В. Болтянский* // Сборник научных статей по материалам IX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК». – Ставрополь: Агрус, 2013. – С. 14-19.

6. *Болтянский Б.В.* Обґрунтування процесу вивантаження силосу та параметрів кидального пило-гвинтового робочого органу позиційного вивантажувача. Дис... канд. техн. наук. Мелітополь, 2000. – 160 с.

7. *Мілько Д.О.* Вивантажувач кормів з вертикальною зміною точки обертання стріли. / *Д.О. Мілько, Б.В. Болтянський, Р.О. Бакарджиев* // Патент на корисну модель, № 47804 від 25.02.2010 р.

8. *Болтянский О.В.* Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров отделителя-измельчителя машины для выгрузки стебельных кормов из траншей. Автореф. дис... канд. техн. наук. Мелітополь, 1993. – 16 с.

9. Декларацийний патент 30450А. Україна, МПК А01Д87100. Робочий орган розвантажувача кормів / *О.В. Болтянський, О.В. Кисельов, Б.С. Стефановський.* № 98052402; Заявл. 11.05.98; опубл.15.11.2000, № 6-П.

10. *Шацький В.В., Вороній Л.С., Семиряк В.П., Шапоренко Л.Г.* Звіт про НДР ІМТ НААН (депоновано в УкрІНТЕІ, ДНСГБ) №ДР0107U009307, інв. №0211U000756, Т.2. – Запоріжжя, 2010.

11. Болтянская Н.И. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. 2016. Vol.18. No13, b. P. 49-54.

АНАЛИЗ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОЗИЦИОННЫХ ВЫГРУЗЧИКОВ КОНСЕРВИРОВАННЫХ КОРМОВ ИЗ ТРАНШЕЙНЫХ ХРАНИЛИЩ

Болтянский Б. В., Дереза Е. А., Дереза С. В.

Аннотация – учитывая значительную долю силоса в общем рационе крупного рогатого скота, его качество существенно определяет продуктивность животных, влияет на сохранение их здоровья и продления срока продуктивного использования. Наряду с высокой питательностью для силоса большую роль играет его стабильность. Именно стабильный корм можно с уверенностью включать в рационы и учитывать по питательности при их балансировке. Он также максимально долго сохраняет свои питательные свойства и хорошо поедается животными.

Ответственным этапом для сохранения стабильности корма после его консервирования является правильная выгрузка из хранилища перед скармливанием. Силос следует выгружать слоями вертикальных срезов толщиной не менее 30 см за раз по всей ширине и высоте траншеи. Край обрезки должен быть ровный и плотный. Это предупредит проникновение внутрь корма воздуха и его порчи. Если часть корма отпадает, ее следует либо скормить или убрать для недопущения порчи. Не допустимо выгружать силос неравномерно. Здесь большую роль играет правильный расчет потребности хозяйства в кормах. Часто, если предприятие работает на старых мощностях, однако с меньшим поголовьем, может случиться так, что размер траншеи просто не отвечает потребностям продуктивного стада. Из-за этого объем корма и его размещения целесообразно просчитывать предварительно для недопущения излишних потерь. Такие требования к выгрузке корма необходимо учитывать при планировании рационов на соответствующий период и учете в них доли консервированных кормов. В статье рассмотрены вопросы применения траншейных хранилищ консервированных кормов с использованием высокопроизводительных электрифицированных позиционных выгрузчиков на основе концептуальных положений возрождения скотоводства в Украине, основанные на интенсификации развития крупных промышленных ферм с кормлением КРС на основе силосно-сенажных рационов.

Ключевые слова - силосной-Сенажный рацион, консервированный корм, траншейное хранилище, позиционный электрифицированный выгрузчик.

ANALYSIS OF THE USE POSITIONAL UNLOADERS OF CANNED FODDER FROM TRANCH STORAGE

B. Boltianskyi, H. Dereza, S. Dereza

Summary

Given the significant share of silage in the total diet of cattle, its quality significantly determines the productivity of animals, affects the preservation of their health and prolong the period of productive use. Along with high nutritional value for silage, stability plays an important role. It is a stable feed that can be safely included in diets and taken into account by nutrition when balancing them. It also retains its nutritional properties for the longest time and is well eaten by animals. The crucial step for maintaining the stability of the feed after canning is the correct

unloading from the storage before feeding. The silo should be unloaded with layers of vertical sections at least 30 cm thick at a time over the entire width and height of the trench. The trim edge should be flat and tight. This will prevent air from entering and spoiling the feed. If part of the feed is lost, it should either be fed or removed to prevent spoilage. It is not permissible to unload the silo unevenly. Here a large role is played by the correct calculation of the needs of the economy in feed. Often, if the enterprise operates at old facilities, but with a smaller population, it may happen that the size of the trench simply does not meet the needs of the productive herd. Because of this, the amount of feed and its placement should be preliminarily calculated to prevent unnecessary losses. Such requirements for the unloading of feed must be taken into account when planning rations for the corresponding period and taking into account the share of canned feed in them. The article discusses the use of trench storages of canned food using high-performance electrified positional unloaders based on the conceptual provisions for the revival of cattle breeding in Ukraine, based on the intensification of the development of large industrial farms with cattle feeding based on silage-silage rations.

Keywords - silage-hay ration, canned feed, trench storage, positioned electrified loader.

УДК 637.67:63:002

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-245-252

АЛГОРИТМ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ПІДКАЧУВАННЯ ЗРОШУВАНИХ МЕЛІОРАЦІЙ

Мовчан С. І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Тел. (0619) 42-25-85

Анотація – в статті розглянуто питання продуктивності праці для систем зрошуваного землеробства за рахунок впровадження однієї із форм інформаційних технологій, яке вирішуються рівнем збору, обробки та використання значної кількості даних, що визначають роботу насосів і насосних станцій систем зрошуваного землеробства. Насоси і насосні станції є важливою і відповідальною складовою одиницею систем зрошуваного землеробства. Від їх надійної та ефективної роботи залежать техніко-економічні показники системи використання води при зрошенні насосних станцій систем зрошуваного землеробства: головна насосна станція (ГНС), перекачуючи насосна станція (ПНС) і насосні станції підкачки (НСП).

Насосна станція підкачування забезпечує автоматичне заповнення напірної трубопровідної мережі, забезпечує роботу насосного агрегату з максимальним коефіцієнтом корисної дії, як у період заповнення трубопроводу, так і в період основної роботи, що призводить до скорочення тривалості періоду заповнення порожнього трубопроводу й економію електроенергії.

Запропонований алгоритм імітаційної моделі функціонування насосної станції підкачування зрошуваних меліорацій працює в умовах автоматичного заповнення трубопровідної мережі перед пуском насосних агрегатів в роботу або планового чи аварійного їх зупинення, що дозволяє автоматизувати процес роботи насосної станції, керувати основними параметрами і характеристиками роботи насосної станції в роботі системи зрошення.

За рахунок розробленого алгоритму імітаційної моделі функціонування насосної станції підкачування наведено варіант опису роботи простого варіанту такої моделі, коли має місце стаціонарні умови роботи усієї системи зрошування, планові роботи всієї системи та її складових одиниць, а витратно-напірні

характеристики відповідають паспортним даним насосно-силового обладнання.

З урахуванням умов експлуатації в яких використовуються насосні станції різного призначення та досвіду прийняття рішень в системах зрошувального землеробства, переважна більшість інформації потребує не лише перевірки, а і подальшого удосконалення в роботі існуючих насосних агрегатів.

***Ключові слова* - інформаційні технології, математичний об'єкт, геоінформаційні системи, напірно-витратна характеристика, імітаційна модель, програмно-інформаційний комплекс, головна насосна станція, перекачуюча насосна станція, насосна станція підкачки**

Постановка проблеми. На тлі зниження економічної ефективності зрошувального землеробства, пов'язаного із кризовим станом економіки держави, тенденцій до погіршення еколого-меліоративного стану зрошуваних земель та зменшення придатних для зрошення водних ресурсів особливої ваги набувають питання екологічнобезпечного й економічно доцільного, сталого землекористування, охорони та збереження родючості ґрунтів. Їхнє вирішення потребує наявності широкого кола знань оперативних даних різного функціонального призначення [1, с. 6].

Розвиток зрошення ставить своєю метою отримання високих врожаїв незалежно від погодних умов. Проблеми механізації поливу сільськогосподарських культур виходять далеко за межі підвищення продуктивності виробництва, вони впливають на весь технологічний процес зрошувального землеробства, технічний рівень зрошувальних систем, ступень ефективного використання природних і матеріальних ресурсів, збереження екології навколишнього середовища [2].

Одним із засобів, які забезпечують вирішення задач й завдань зрошувального землеробства є насосно-силове обладнання,

Насоси і насосні станції є важливою і відповідальною складовою одиницею систем зрошувального землеробства. Від їх надійної та ефективної роботи залежать техніко-економічні показники системи використання води при зрошенні. насосних станцій систем зрошувального землеробства: головні насосні станції (ГНС), перекачуючі (ПНС) і насосні станції підкачки (НСП) [3, с. 35].

Практична реалізація інформаційної продукції повинна здійснюватись на базі комп'ютерних технологій шляхом створення спеціалізованих щодо певного кола завдань програмно-інформаційних комплексів [1, с. 5].

Аналіз останніх досліджень. Запропонована методика гідравлічного розрахунку закритої зрошувальної мережі методом по вузлового порівняння положень п'єзометричних ліній, яка виключає необхідність багатоваріантних розрахунків для визначення диктуючого гідранта. Розроблена програма розрахунків на ЕОМ на базі опису вихідних даних одномірними масивами [5].

Розглянуто система для статистичного аналізу процесів водоподачі та електроспоживання на зрошувальних системах із застосуванням персональних електричних обчислювальних машин. Наведено принцип дії і алгоритми функціонування автоматизованої системи для статистичного аналізу випадкових процесів водоподачі та електроспоживання при зрошенні на основі фактичних даних [6].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Для надійної та ефективної роботи насосних станцій підкачування необхідно розробити алгоритм імітаційної моделі функціонування, які передбачають опис з урахуванням їх роботи: кількості та умов роботи дощувальної техніки, площина зрошування та режимів роботи головної насосної станції і самої насосної станції підкачування. З урахуванням умов експлуатації в яких використовуються насосні станції різного призначення та досвіду прийняття рішень в системах зрошеного землеробства, переважна більшість інформації потребує не лише перевірки, а і подальшого удосконалення в роботі існуючих насосних агрегатів.

Відповідно до складної моделі оптимізації роботи насосно-силових агрегатів систем зрошеного землеробства розрізняють наступні множинні змінні показники: *конструктивно-технологічні, енергетичні-технологічні та прогнозно-імітаційні*. Саме опис роботи насосних станцій підкачування й визначає головні задачі й завдання в роботі усієї системи у цілому.

Основна частина. Результати дослідження із розробки інформаційних технологій у частині створення інформаційного ресурсу що у зальному вигляді виступає у формі інформаційних та математичних об'єктів, пакетів прикладних програм, експертних і геоінформаційних систем, баз знань та баз, нормативно-методичних матеріалів тощо і використовується у всіх прикладних модифікаціях програмно-інформаційних комплексів [1, с. 5].

Умови і алгоритм моделювання роботи насосної станції підкачування передбачають опис з урахуванням роботи: кількості та умов роботи дощувальної техніки, площина зрошування та режимів роботи головної насосної станції і самої насосної станції підкачування.

Враховуючі вищезначені умови і припущення нижче наведено варіант опису роботи простого варіанту такої моделі, яка представлена у вигляді блок-схеми (рис. 1)

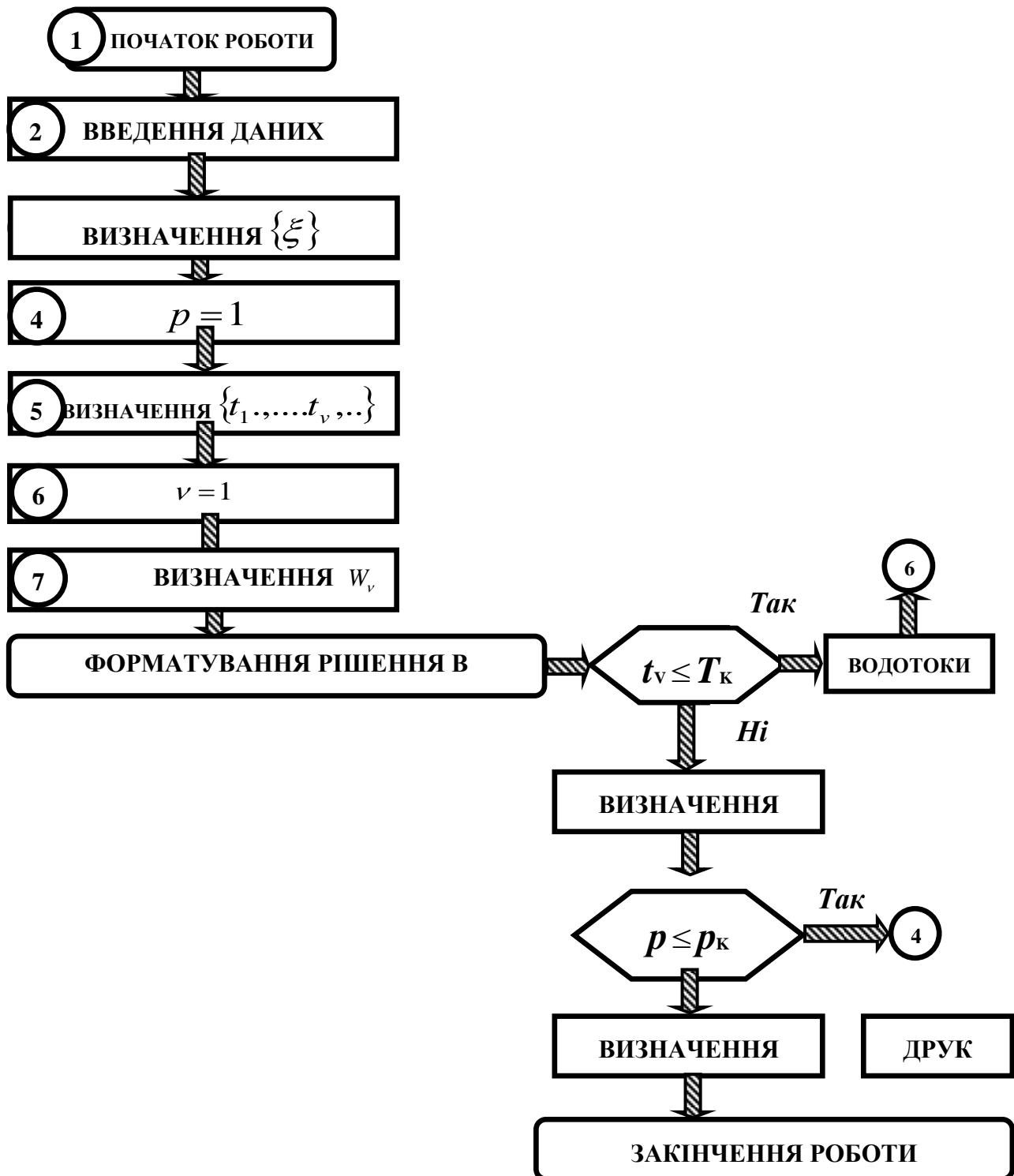


Рис. 1. Блок-схема імітаційна модель функціонування насосної станції підкачування

При цьому необхідно враховувати наступні спрощення: перехідні процеси трубопроводної мережі не враховуються, відключення дощувальних машин пов'язано лише із виходом із робочого стану, напірно-витратні характеристики насосних агрегатів апроксимуються параболою, час роботи і відновлення роботи дощувальних машин

підпорядковується експоненціальному розподіленню, при цьому має місце квадратичний закон опору трубопроводу $\Delta h = \xi \cdot Q^2$, в подальшому величину ξ – позначимо гідравлічними опорами.

Відповідно наведеної блок-схеми (рис. 1) імітаційна модель складається з 12 послідовних блоків (операцій). Кількість, послідовність та завдання, які виконуються в межах імітаційної моделі функціонування насосної станції підкачування потребують подальшого обґрунтування умов їх проведення, змістовного наповнення і їх розвиток, з урахуванням відповідних задач й завдань.

Виконання поставлених задач й завдань здійснюється на основі основного закону збереження енергії і кількості руху, яке відповідає руху рідини (рідинного середовища)

Необхідно відзначити, що сфера застосування аналогічних моделей не обмежується лише згаданою вище задачею керування транспортуванням води по каналам зрошувальної системи. Вони також застосовуються при проектуванні НС підкачування, розробленні і проведенню оцінки алгоритмів їх роботи, зокрема, при встановленні регуляторів керування роботою насосними станціями.

Висновки.

1. Запропонована імітаційна модель функціональна модель підпорядковує послідовність проведення технологічних операцій для умови моделювання роботи насосної станції підкачування в системах зрошувального землеробства.

2. Послідовність виконання алгоритму моделі забезпечується нормальними умовами експлуатації насосно-силового обладнання: ігноруються перехідні процеси в мережі, відключення дощувальних машин, пов'язано лише з їхніми поломками (виходом з робочого стану): однією з причин зміни кількості працюючих дощувальних машин на період планування – є поломка та відновлення роботи дощувальних машин (поновлення робочого стану) та ін.

Література:

1. Ромащенко М.І. Інформаційне забезпечення зрошувального землеробства / М.І. Ромащенко, Е.С. Драчинська, А.М. Шевченко. Концепція, структура, методологія організації // За ред. М.І. Ромащенко. – К.: Аграрна наука, 2005. – 196 с.

2. Механізація полива: Справочник / Б. Г. Штепа, В.Ф. Носенко, Н.В. Винникова и др. – М.: Агропромиздат, 1990. – 336 с.

3. Конспект лекцій з навчальної дисципліни «Сільськогосподарські меліорації» підготовки фахівців за напрямком 1301 «Агрономія» зі спеціальності 6. 130106 «Агрономія» факультету АТЕ / С.І. Мовчан; праці ТДАТА. - Мелітополь: ТДАТА, 2010. – 96 с.

4. Вода і водні ресурси в технологічних процесах підприємств АПК. Навчальний посібник / С.І. Мовчан, Н.І. Болтянська. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 191 с., іл.

5. Герасимов Г.Г. Гідравлічний розрахунок закритих зрошувальних мереж / Г.Г. Герасимов, Р.О. Радченко. Вісник Рівненського державного технічного університету «Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво». Зб. наук. праць. Спеціальний випуск. Рівне, 1999. – С. 114-120.

6. Попов В.М. Система для статистичного аналізу процесів водоподачі та електроспоживання на зрошувальних системах із застосуванням ПЕОМ / В.М. Попов, Б.В. Хом'як. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. К.: «Аграрна наука», 2002. С. 38-46. Вип. 88.

7. Мовчан С.І. Удосконалення системи автоматичного наповнення напірної мережі дощувальних машин / С.І. Мовчан // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип. 18, Т.2. - С. 99- 105. Мовчан С.І. режим доступу: <http://www.tsatu.edu.ua/eons/people/movchan-serhij-ivanovych-2/>

АЛГОРИТМ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НАСОСНОЙ СТАЦИИ ПОДКАЧИВАНИЯ МЕЛИОРАЦИЙ ОРОШЕНИЯ

Мовчан С.И.

Аннотация – в статье рассмотрены вопросы производительности труда для систем орошаемого земледелия за счет внедрения одной из форм информационных технологий, которое решаются уровнем сбора, обработки и использования значительного количества данных, определяющих работу насосов и насосных станций систем орошаемого земледелия. Насосы и насосные станции является важной и ответственной составляющей единицей систем орошаемого земледелия. От их надежной и эффективной работы зависят технико-экономические показатели системы использования воды при орошении. насосных станций систем орошаемого земледелия: главная насосная станция (ГНС), перекачивая насосная станция (ПНС) и насосные станции подкачки (НСП).

Насосная станция подкачки обеспечивает автоматическое заполнение напорной трубопроводной сети, обеспечивает работу насосного агрегата с максимальным коэффициентом полезного действия, как в период заполнения трубопровода, так и в период

основной работы, что приводит к сокращению продолжительности периода заполнения пустого трубопровода и экономию электроэнергии.

Предложенный алгоритм имитационной модели функционирования насосной станции подкачки орошаемых мелиораций работает в условиях автоматического заполнения трубопроводной сети перед пуском насосных агрегатов в работу или планового или аварийного их останова, что позволяет автоматизировать процесс работы насосной станции, управлять основными параметрами и характеристиками работы насосной станции в работе системы орошения.

За счет разработанного алгоритма имитационной модели функционирования насосной станции подкачки приведен вариант описания работы простого варианта такой модели, когда имеет место стадионе условия работы всей системы орошения, плановые дела всей системы и ее составляющих единиц, а расходно-напорные характеристики соответствуют паспортным данным насосно-силового оборудования.

С учетом условий эксплуатации в которых используются насосные станции различного назначения и опыта принятия решений в системах орошаемого земледелия, подавляющее большинство информации требует не только проверки, а и дальнейшего усовершенствования в работе существующих насосных агрегатов.

Ключевые слова - информационные технологии, математический объект, геоинформационные системы, напорно-расходная характеристика, имитационная модель, программно-информационный комплекс, главная насосная станция, перекачивающая насосная станция, насосная станция подкачки

ALGORITHM OF THE SIMULATION MODEL OF FUNCTIONING OF A PUMPING STATION OF PUMPING OF IRRIGATION RECYCLING

S. Movchan

Summary

The article considers the issues of labor productivity for irrigated agriculture systems through the introduction of one of the forms of information technology, which is solved by the level of collection, processing and use of a significant amount of data that determine the operation of pumps and pumping stations of irrigated agriculture systems. Pumps and pumping stations are an important and responsible

component of irrigated farming systems. The technical and economic indicators of the water use system for irrigation depend on their reliable and efficient operation. pumping stations for irrigated farming systems: the main pumping station, a pumping pumping station, and pumping pumping stations.

The pumping station provides automatic filling of the pressure pipe network, ensures the operation of the pump unit with a maximum efficiency both during the filling of the pipeline and during the main operation, which reduces the length of the filling period of an empty pipeline and saves energy.

The proposed algorithm for a simulation model of the functioning of the pumping station for pumping irrigated land reclamation works under conditions of automatic filling of the pipeline network before putting the pump units into operation or their planned or emergency shutdown, which allows you to automate the process of the pump station, to control the main parameters and characteristics of the pump station in the irrigation system .

Due to the developed algorithm of the simulation model of the functioning of the pumping station, the option of describing the operation of a simple version of such a model is given, when the stadium has operating conditions for the entire irrigation system, planned to make the whole system and its component units, and the flow-pressure characteristics correspond to the passport data of the pumping and power equipment .

Given the operating conditions in which pumping stations for various purposes and decision-making experience in irrigated farming systems are used, the vast majority of information requires not only verification, but also further improvement in the operation of existing pumping units.

Keywords - information technology, mathematical object, geoinformation systems, head-flow characteristic, simulation model, software-information complex, main pumping station, pumping pumping station, pumping station

УДК 621.91

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-253-259

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА СТРУЖКООБРАЗОВАНИЯ

Колодий А. С., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитрия Моторного*

Тел. (0619) 42-04-42.

Аннотация – В данной статье описывается необходимость создания теории машинной обработки, с помощью которой можно вычислять напряжения и температуры при обработке на основе главных свойств материала и условий резания. Показывается, как могут быть определены важные вспомогательные величины, стойкость режущего инструмента и усилия резания в связи с геометрическими условиями и скоростями сдвига. Так же Приведена теория сдвига поверхности при стружкообразовании. Приведены исследование процессов обработки исследователей относительно простого способа прямоугольной обработки. Исходная точка данной статьи состоит в том, что бы поставить под вопрос модель сдвига поверхности и допущения, на которые она опирается, в надежде создать более реалистичную картину для анализа обрабатываемости. Для достижение этой цели разработаны методы создания основ пластического течения при образовании стружки, а также используются соответствующие аналитические методы для анализа напряжения наблюдаемого течения. Представленная модель поверхности стружкообразование позволяет для заданной толщины обработки снятием стружки t_1 и угла схода стружки γ , знать или угол среза θ , т.е. угол, образованный АВ и направлением скорости резания, или же толщину стружки t_2 , после чего появляется возможность определить все величины. Кроме того, в этой статье показано, как соответствующим приближением можно перенести предложенную теории на обработку под углом, где режущая кромка наклонена к скорости резания. Этим возможно распространить теорию на множество практически применяемых способов обработки. Описана необходимость теории машинной обработки для оценки обрабатываемости материала, при выборе оптимальных условий резания, программирования станков с цифровым управлением и всех металлорежущих станков. Так же описана как решается данная проблема в настоящее время, аналитическим путем.

Ключевые слова – стружка, стружкообразование,

металлорежущий станок, скорость резания.

Постановка проблемы. Тенденция ко все более совершенным металлорежущим станкам и способам делает все более важным разработать правильную теорию обработки, которой можно было бы связать основные вспомогательные величины способа. В идеальном состоянии теория должна облегчить предсказание таких факторов как усилия резания (затрачиваемая мощность), стойкость режущего инструмента и качество поверхности, когда даются основные физические и механические качества детали и инструмента, а также рабочие условия (скорость резания, подача и форма инструмента). Подобная теория была бы крайне нужной при оценке обрабатываемости материала, при выборе оптимальных условий резания, программировании станков с цифровым управлением и всех металлорежущих станков. В настоящее время эти проблемы разрабатываются преимущественно эмпирическим путем, который включает прямое измерение таких интересующих нас параметров, как стойкость режущего инструмента на основе опытов. Измерения требуют очень много времени, а полученные результаты можно надежно переносить только на рабочие условия, подобные условиям опытов. Теоретический метод должен дать результаты, которые можно применить в более широкой области условий резания и которые достижимы с намного меньшими затратами труда и времени, поскольку они опираются на основные свойства.

Анализ последних исследований. При исследовании процессов обработки большинство исследователей учитывали относительно простой способ прямоугольной обработки, при котором верхний слой материала снимается инструментом с прямой режущей кромкой. При этом режущая кромка расположена перпендикулярно к направлению скорости резания и параллельно обрабатываемой поверхности. Кроме того, обычно ограничиваются обработкой с непрерывной стружкой» которая образуется без обрывов пластической деформацией. Нарост на режущей кромке не учитывается. Когда толщина стружки мала по отношению к ширине стружки, тогда процесс соответствует равномерному движению о плоской деформацией, что соответствует кругу проблем, которые можно лучше всего анализировать с помощью теории пластичности.

Цель исследований. Провести анализ процесса стружкообразования. Создание теории машинной обработки, с помощью которой можно вычислять напряжение и температуры при обработке на основе главных свойств материала и условия резания.

Основная часть. Теории способа резания металла, могут также охватить те условия, которые приводят к прерывистому

стружкообразованию и к образованию нароста на режущей кромке. До недавнего прошлого большинство исследователей на основе микрофотоснимков сечения стружки предполагали, что процесс образования стружки при прямоугольной обработке, где стружка образуется срезом вдоль так называемой плоскости среза. Этой моделью скорость работы мгновенно переставляется на скорость образования стружки, что требует прерывистости в тангенциальной скорости. Подобные прерывистости скорости часто применяются в исследованиях линии скольжения у способов обработки без снятия стружки и обработки резанием при плоских условиях удлинения, и важно определение, что хотя соблюдается непрерывность течения (стружки), они имеют силу только для идеальных жестких пластических материалов, которые деформируются при постоянном напряжении течения. Плоскость среза, рассматриваемая как прерывистость скорости (поле линии скольжения, дает направление максимальной величины сдвигового удлинения, в этом случае бесконечного, и максимального напряжения сдвига). Для прямой плоскости среза скорость во всех точках по её длине постоянна, при постоянной скорости стружки и вследствие этого скручивания стружки не происходит. Обычно скорость в практике не постоянна, а увеличивается в направлении режущей кромки, и стружка отходит от инструмента и скручивается.

Для заданной толщины обработки снятием стружки t_1 (рис. 1) и угла схода стружки γ , надо знать или угол среза θ , т.е. угол, образованный АВ и направлением скорости резания, или же толщину стружки t_2 , и тогда мы будем иметь все величины, данные на рис.1.

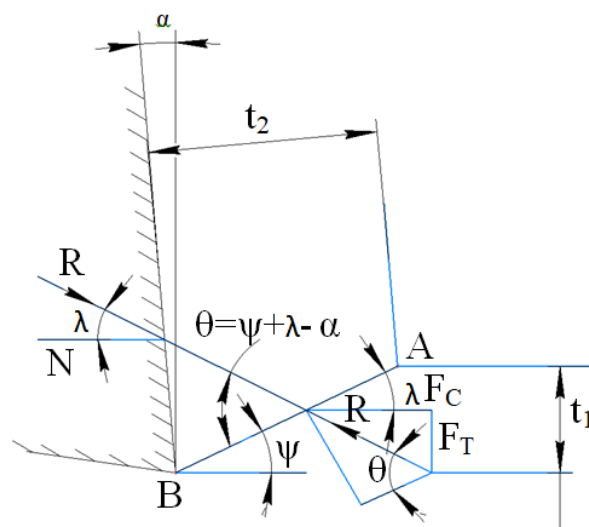


Рис.1. Модель поверхности стружкообразование

Часто делалась попытка дать теорию предсказания θ . Одна из наиболее известных этих теорий возникла благодаря Merchant [1], который выразил силу действующую в направлении скорости резания в

величинах прочности материала на сдвиг, угла среза θ , угла схода стружки α и среднего угла трения λ на передней грани инструмента.

Он предположил, что величина θ устанавливается такой, что совершенная этой силой работа дает минимум. Этим получается:

$$\theta = -\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} - \frac{\lambda}{2} \quad (1)$$

Другое известное уравнение угла среза было составлено Lee и Schaffer, которые применили теорию линии скольжения поля для решения этой проблемы, из чего получается следующее отношение:

$$\theta = \frac{\pi}{4} + \gamma - \lambda \quad (2)$$

Значения величия полученные опытным путем в зависимости от λ , которые были определены на основе измерений соотношения толщины стружки $\frac{t_1}{t_2}$ и отношения сил $\frac{F_T}{F_C}$ с применением следующих уравнений $\frac{t_1}{t_2} \cos \alpha$:

$$\tan \theta = I - \frac{I}{t_2} \sin \alpha \quad (3)$$

При этом F_C - сила в направлении скорости резания (сила резания) и F_T - перпендикулярная составляющая (сила отжима). Без точной оценки θ невозможно сделать пригодные предсказания в отношении силы резания, температур и многого другого, поэтому несостоятельность уравнений (1) и (2) побудила некоторых исследователей предложить для θ другие уравнения. Они обычно имели измененную форму уравнений (1) и (2). Лучшее согласование между предсказанными и экспериментальными величинами для θ было достигнуто тем, что в уравнение угла среза были введены понятия, которые показывают величины, выбранные как "подходящие", которые, однако, нельзя проверить независимыми измерениями.

Основная цель опытов этого вида состоит в том, чтобы получить наглядный пример пластического течения в типичной плоскости при фактических условиях резания (без замедления). Для решения этой проблемы применяли два основных метода.

При низкой скорости резания Oxley провел через микроскоп киносъемку со стороны среза, при этом наблюдаемая поверхность была отполирована и протравлена. При просмотре этих фильмов можно было проследить пути точно идентифицированных частиц и таким образом определить траектории. Преимущество этого метода в том, что можно наблюдать процесс в действии, недостаток, однако, в том, что течение наблюдается со стороны, и как раз здесь проявляются значительные отклонения от процесса плоской деформации. Следующий недостаток заключается в том, что при больших скоростях

резания время выдержки кинокамеры очень сокращается и возникают проблемы экспонирования.

Другая возможность решения этой проблемы, которая находит также широкое применение в исследовании формоизменения, состоит в том, чтобы разрезать деталь в плоскости, которая должна дать типичное поле траекторий и нанести на плоскости сечения сетку. Потом части зажимаются совместно и обрабатывается вся деталь. Как только достигнуты стабильные условия резания, процесс как можно быстрее прекращается, чтобы деформированная сетка затвердела и дала изображение условий. Таким образом возможно очень точно воспроизвести картину формоизменения в плоскости. Проблемы этого метода состоят в том, чтобы обеспечить эффективную остановку и применить сетку достаточно маленькую, чтобы её можно было нанести на размеры стружки. В последних опытах по обработке Hastings устранил недостатки быстрой остановки благодаря применению взрывного быстродействующего стопорного приспособления и маленьких печатных сеток квадратов со сторонами - 0,002. В этом смысле модель сдвига поверхности (рис. 1) - очень большое приближение к действительному процессу.

Деформированные сетки показывают кроме того, что происходит дополнительное течение в стружке вдоль передней грани инструмента. Это необходимо, так как обматывающаяся стружка несмотря на определенную длину соприкасается о переднюю грань инструмента.

Выводы.

Плохое согласование теории поверхности сдвига с экспериментальными результатами связано, в основном, с тем, что модель поверхности сдвига требует упрощения со связанным с этим предположением, что материал деформируется о постоянным напряжением течения.

Литература:

1. *M.E. Merchant.* Mechanics of Metal Cutting Process. J. Appl. Phys, 1945. – 267
2. *E.H. Lee.* The Theory of Plasticity Applied to a Problem of Machining, J. Appl. Mech. Trans. A.S.M.E. 1951. – 405
3. *Силин С.С.* Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение. 1979. 152с.
4. *Грановский Г.И.* Резание металлов: учебю Мю: Вісню шк..., 1985. 304с.

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ СТРУЖКОУТВОРЕННЯ

О.С. Колодій

Анотація – у даній статті описується необхідність створення теорії машинної обробки, за допомогою якої можна обчислювати напругу і температури при обробці на основі головних властивостей матеріалу і умов різання. Показується, як можуть бути визначені важливі допоміжні величини, стійкість різального інструмента і зусилля різання в зв'язку з геометричними умовами і швидкостями зсуву. Так само Наведено теорія зсуву поверхні при стружкоутворення. Наведено дослідження процесів обробки дослідників щодо простого способу прямокутної обробки. Вихідна точка даної статті полягає в тому, що б поставити під сумнів модель зсуву поверхні і допущення, на які вона спирається, в надії створити більш реалістичну картину для аналізу оброблюваності. Для досягнення цієї мети розроблені методи створення основ пластичної течії при утворенні стружки, а також використовуються відповідні аналітичні методи для аналізу напруга спостережуваного течії. Представлена модель поверхні стружкоутворення дозволяє для заданої товщини обробки зняттям стружки t_1 і кут сходу стружки γ , знати або кут зрізу θ , тобто кут, утворений АВ і напрямком швидкості різання, або ж товщину стружки t_2 , після чого з'являється можливість визначити всі величини. Крім того, в цій статті показано, як відповідним наближенням можна перенести запропоновану теорії на обробку під кутом, де ріжуча кромка нахилена до швидкості різання. Цим можливо поширити теорію на безліч практично застосовуваних способів обробки. Описана необхідність теорії машинної обробки для оцінки оброблюваності матеріалу, при виборі оптимальних умов різання, програмування верстатів з цифровим керуванням і всіх металорізальних верстатів. Так само описана як вирішується дана проблема в даний час, аналітичним шляхом.

Ключові слова - стружка, стружкоутворення, металорізальний верстат, швидкість різання.

CHAIN PROCESS ANALYSIS

O. Kolodii

Summary

This article describes the need to create a theory of machine processing, with which you can calculate the stress and temperature during processing based on the main properties of the material and cutting conditions. It is shown how important auxiliary values, the resistance of the cutting tool and cutting forces can be determined in connection with geometric conditions and shear rates. The theory of surface shear during chip formation is also given. A study of the processing processes of researchers regarding a relatively simple method of rectangular processing is presented. The starting point of this article is to question the model of surface shear and the assumptions on which it is based, in the hope of creating a more realistic picture for the analysis of machinability. To achieve this goal, methods have been developed to create the basics of plastic flow during chip formation, and the corresponding analytical methods are used to analyze the stress of the observed flow. The presented model of chip formation surface allows for a given processing thickness by removing chip t_1 and chip exit angle γ , to know either the cutting angle θ , i.e. the angle formed by AB and the direction of the cutting speed, or the chip thickness t_2 , after which it becomes possible to determine all values. In addition, this article shows how the corresponding theory can be used to transfer the proposed theory to machining at an angle where the cutting edge is inclined to the cutting speed. This makes it possible to extend the theory to many practically applicable processing methods. The necessity of the theory of machine processing to assess the machinability of the material is described, when choosing optimal cutting conditions, programming digitally controlled machines and all metal cutting machines. It also describes how this problem is being solved at the present time, analytically.

Key words - chips, chip formation, metal cutting machine, cutting speed.

УДК 693.546.

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-260-269

ВЗАЄМОДІЯ ПРЕСУЮЧОГО РОЛИКА І МАТЕРІАЛУ В ПРЕС-ГРАНУЛЯТОРІ

Болтянська Н. І., к.т.н.,

Комар А. С., інженер

*Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного*

Тел.: +38 (0619) 42-05-70

Анотація – раціональна годівля сільськогосподарських тварин багато в чому визначає їх зростання, розвиток і продуктивність. Підвищення виробництва комбікормів є, таким чином, найважливішим завданням комбікормової промисловості, але розсипний комбікорм має ряд недоліків, таких як гігроскопічність, мала об'ємна маса, схильність до розшарування при транспортуванні, що негативно впливають на його якість. Найефективніший спосіб усунення цих недоліків – це гранулювання. Гранулятори бувають двох типів: з плоскою і циліндричною матрицею. В статті окреслено, що процес гранулювання полягає в стисненні розсипного матеріалу в клиновому зазорі між пресуючими роликами і внутрішньою поверхнею матриці до стану, коли він під дією вологи, тепла і тиску набуває термопластичних властивостей. На цьому етапі відбувається попереднє стиснення розсипного матеріалу. Надалі, у міру зростання тиску ростуть пружні і пластичні деформації, виникають значні зусилля розклинювання. Коли напруга стиснення перевершить сили опору стисненого матеріалу, він продавлюється через філь'єри (отвори) матриці, набуваючи форму гранул, діаметр яких близький до діаметра філь'єри матриці. Встановлено, що довжина гранул визначається положенням ножа. Як правило, довжина гранул не повинна перевищувати півтора діаметра. Визначено, що ролики швидко зношуються, через те, що мають малий діаметр і часто вступають в дію з матеріалом, а тому повинні мати дуже міцну і тверду поверхню, яка запобігає ковзанню. Чим тонше шар продукту, тим простіше ролику на нього накотитись і продавити через отвір. Чим товстіший шар продукту, тим більшою буде горизонтальна складова реакції ролика, що викликає ковзання. Наголошено на тім, що необхідно стежити за рівномірним зносом бічної поверхні ролика. Цей знос повністю залежить від кута нахилу закидаючих лопаток на конусі

матриці. Це дуже тонка настройка і якщо не здійснити її правильно, то і ролики і матриця будуть виходити з ладу в два рази швидше, ніж очікується і якість гранул також буде незадовільною.

***Ключові слова* – гранулювання, прес-гранулятор, матриця, пресуючі ролики, деформація, сили пресування.**

Постановка проблеми. Раціональна годівля сільськогосподарських тварин багато в чому визначає їх зростання, розвиток і продуктивність. Підвищення виробництва комбікормів є, таким чином, найважливішим завданням комбікормової промисловості, але розсипний комбікорм має ряд недоліків, таких як гігроскопічність, мала об'ємна маса, схильність до розшарування при транспортуванні, що негативно впливають на його якість. Найефективніший спосіб усунення цих недоліків – це гранулювання [1-3]. Зі збільшенням випуску комбікормів необхідно підвищувати їх якість і розширювати асортимент, забезпечувати механізацію процесу годівлі тварин, поліпшення умов навантаження, зберігання і транспортування комбікормів, краще збереження в них поживних речовин, вітамінів та інших біологічно активних речовин. Збільшення виробництва гранульованих кормів потребує вдосконалення застосовуваних технологій, машин і устаткування в напрямку зменшення енергоємності машин і підвищення якості одержуваних кормів [4-6].

Нині активно розвиваються існуючі й розробляються нові промислові напрями, де застосовуються технології пресового гранулювання попередньо подрібнених матеріалів у прес-грануляторах екструзійного типу з циліндричними робочими органами. Фахівцями обґрунтована можливість гранулювання більше 5000 різних видів сировини [7-9]. У сфері АПК у прес-грануляторах здійснюють переробку агросировини на виробництві гранульованих комбікормів та їхніх окремих компонентів, на виробництві паливних гранул із відходів АПК (наприклад, із соломи, лушпиння), а також із метою отримання гранульованих проміжних продуктів для підвищення ефективності подальшого технологічного процесу (наприклад, гранулювання макухи на олійно-екстракційних заводах) [10,11]. Прес-гранулятори широко використовуються аграріями як інструмент для підготовки кормів та переробки відходів сільського господарства. Гранулювання тирси, сіна, соломи, лушпиння та інших відходів дозволяє економити на паливі та підвищити рентабельність роботи підприємства загалом [12,13].

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням процесів пресування приділялась увага в роботах в роботах Задоріна Г.І. Ефективність вібраційного прикладання навантаження при пресуванні доведена Васильєвим Г.К. та Киженцевим М.Р. Шестеренні гранулятори виділені

в окрему класифікацію пресуючих пристроїв в книзі Мельникова С.В., одне з найперших досліджень робочого органу з зубчастими колесами для брикетування виконано Сімакіним Ю.А. Преси з матрицями набули найбільшого розповсюдження, як в Україні так і за її межами. Дослідженням роботи шестеренних прес-грануляторів присвячені наукові праці В. І. Щербини, Ю. А. Сімакіна, А. Ф. Зоріна, С. А. Белоконова, Е. А. Ладигіна та інших дослідників. За їхніми даними істотний інтерес і перспективність представляють шестеренні гранулятори кормів. Проте, незважаючи на накопичений практичний досвід, завдання щодо створення конкурентоспроможних конструкцій грануляторів для переробки біомаси на пресоване біодобриво та паливні гранули дотепер не розв'язане і потребує подальшого дослідження [10-16].

Формулювання цілей статті. Дослідити процес взаємодії пресуючого ролика і матеріалу в прес-грануляторі.

Основна частина. У сфері АПК у прес-грануляторах здійснюють переробку агросировини на виробництві гранульованих комбікормів та їхніх окремих компонентів, на виробництві паливних гранул із відходів АПК (наприклад, із соломи, лушпиння), а також із метою отримання гранульованих проміжних продуктів для підвищення ефективності подальшого технологічного процесу (наприклад, гранулювання макухи на олійно-екстракційних заводах). Гранулювання тирси, сіна, соломи, лушпиння та інших відходів дозволяє економити на паливі та підвищити рентабельність роботи підприємства загалом [2–5]. З використанням гранулятора аграрії отримують можливість ефективно використовувати виробничі відходи шляхом їх переробки на пресоване біодобриво та паливні гранули (пелети). Гранулювання тирси, сіна, соломи, лушпиння та інших відходів дозволяє економити на паливі та підвищити рентабельність роботи підприємства в цілому [10,11].

Гранулятори бувають двох типів: з плоскою і циліндричною матрицею. Вони можуть бути маленькими, з потужністю близько 15 кВт і величезними – до 600 кВт. Діаметр отворів матриці 2–19 мм. Товщина матриці від 3 до 15 см. Гранулятори використовують не тільки для грануляції кормів, а також і для грануляції соломи, жому, деревної тирси, пташиного посліду і т.д.

Процес гранулювання полягає в стисненні розсипного матеріалу в клиновому зазорі між пресуючими роликами і внутрішньою поверхнею матриці до стану, коли він під дією вологи, тепла і тиску набуває термопластичних властивостей (рисунок 1). На цьому етапі відбувається попереднє стиснення розсипного матеріалу. Надалі, у міру зростання тиску ростуть пружні і пластичні деформації, виникають значні зусилля розклинювання (рисунок 2).

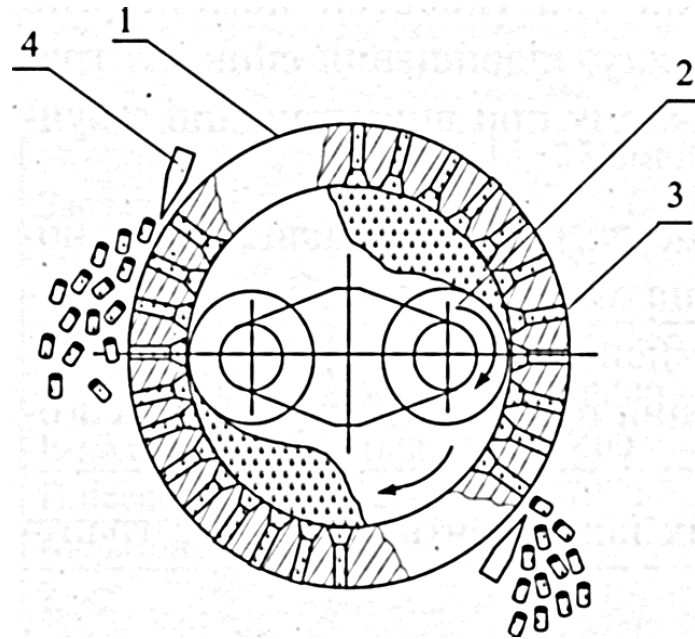


Рис. 1. Гранулювання циліндричною матрицею:
1 – матриця; 2 – пресуючий ролик; 3 – філь'єри; 4 – ніж

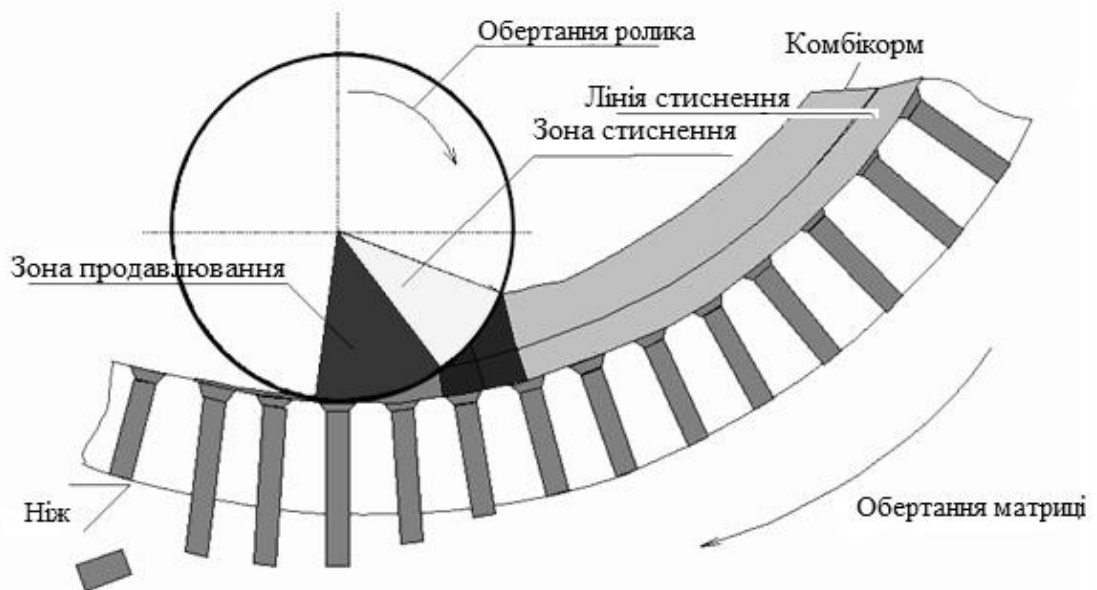


Рис.2. Робота ролика

Коли напруга стиснення перевершить сили опору стисненого матеріалу, він продавлюється через філь'єри (отвори) матриці 1, набуваючи форму гранул, діаметр яких близький до діаметра філь'єри матриці. Довжина гранул визначається положенням ножа 4. Як правило, довжина гранул не повинна перевищувати півтора діаметра.

Ролики швидко зношуються, так як мають малий діаметр і часто вступають в дію з матеріалом, а тому повинні мати дуже міцну і тверду поверхню, яка запобігає ковзанню. Чим тонше шар продукту, тим простіше ролику на нього накопитись і продавити через отвір. Чим

товстіший шар продукту, тим більшою буде горизонтальна складова реакції ролика, що викликає ковзання (рисунок 3). В такому випадку продукт накопичується перед роликом і виникає сильна вібрація, яка може пошкодити весь вузол. В цьому випадку необхідно негайно скинути продукт через запобіжний клапан, перекрити подачу пари і стабілізувати роботу гранулятора, зменшивши подачу дозуючим шнеком.

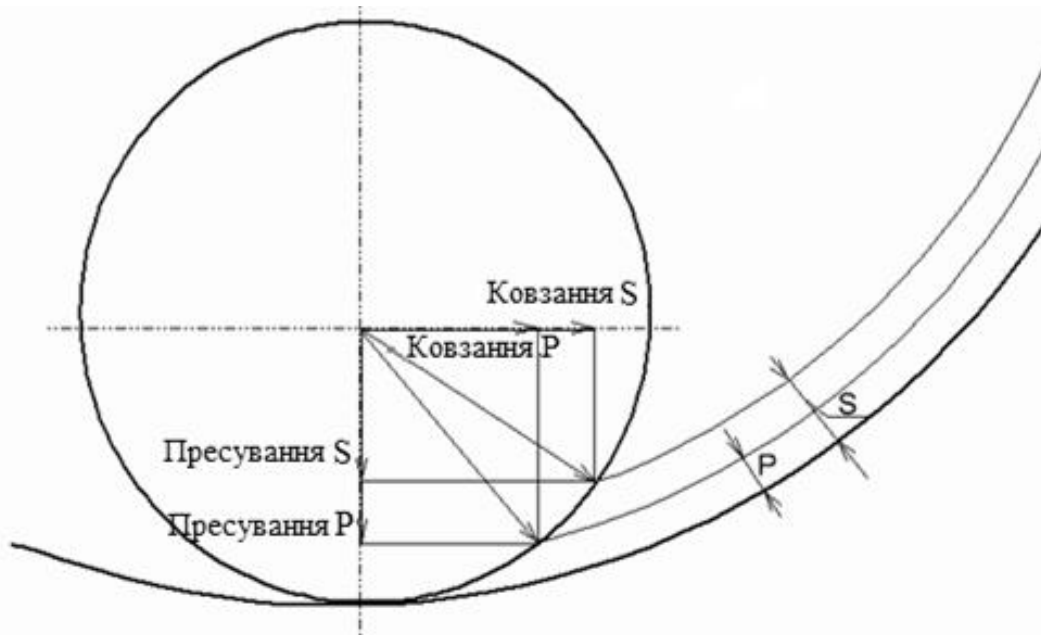


Рис.3. Сили пресування

Існує три типи поверхні роликів: 1. Наварена міцним карбідним електродом (шорстка). 2. З канавками по твірній робочій поверхні (схожа на широку шестерню). 3. З засверленими заглибленнями на робочій поверхні (перфорована). Тип поверхні ролика обирається методом індивідуального підбору. Найчастіше зустрічається другий тип. В процесі експлуатації необхідно стежити за рівномірним зносом бічної поверхні ролика. Цей знос повністю залежить від кута нахилу закидаючих лопаток на конусі матриці. Це дуже тонка настройка і якщо не здійснити її правильно, то і ролики і матриця будуть виходити з ладу в два рази швидше, ніж очікується. І якість гранул також буде незадовільною.

Іноді зустрічаються випадки занадто частого виходу з ладу підшипників на роликах. У цьому випадку варто перевірити систему мащення і температурні характеристики застосовуваного масла. Іноді трапляється, що режими роботи гранулятора настільки важкі, що доводиться замінювати і тип підшипника.

Вкрай важливо стежити за станом робочої поверхні матриці. При сильному її зношенні отримати якісні гранули неможливо. На

рисунку 4 зображено конструктивні особливості отворів матриці. При зносі поверхні істотно зменшується компресійне співвідношення D/d . При частій реставрації зі шліфуванням робочої поверхні, зменшується загальна і ефективна товщина матриці. А разом з нею погіршується інший важливий показник – робоче співвідношення h/d , яке задає час знаходження матеріалу в отворі і формування міцності гранули.

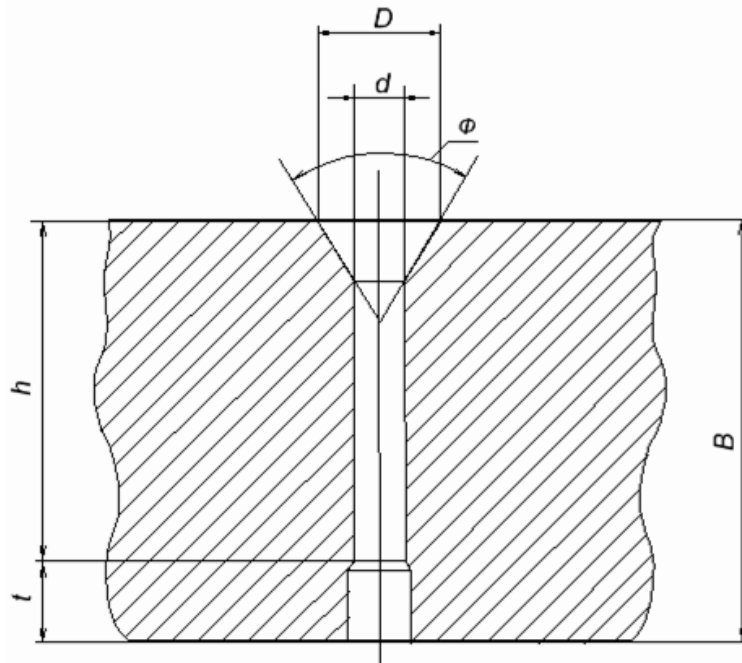


Рис.4. Отвір матриці в розрізі: B – повна товщина; h – ефективна товщина; t – глибина виходу; d – діаметр гранули; D – вхідний діаметр; Φ – вхідний кут

Висновок.

Дослідження процесу взаємодії ролика і матеріалу в прес-грануляторі показало, що ролики швидко зношуються, так як мають малий діаметр і часто вступають в дію з матеріалом, а тому повинні мати дуже міцну і тверду поверхню, яка запобігає ковзанню. Необхідно стежити за рівномірним зносом бічної поверхні ролика. Цей знос повністю залежить від кута нахилу закидаючих лопаток на конусі матриці. Це дуже тонка настройка і якщо не здійснити її правильно, то і ролики і матриця будуть виходити з ладу в два рази швидше, ніж очікується. І якість гранул також буде незадовільною. Для запобігання занадто частого виходу з ладу підшипників на роликах необхідно регулярно перевіряти систему мащення і температурні характеристики застосовуваного масла.

Література:

1. *Болтянський О.В.* Екологічна безпека виробництва та зменшення витрат матеріальних і енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції / *О.В. Болтянський* // Науковий вісник НУБіП.. Серія «Техніка та енергетика АПК» – К.,2015. – Вип.212, ч.1. – С. 275-283.
2. *Скляр Р.В.* Методологія оптимізації ресурсовикористання у тваринництві / *Р.В. Скляр, О.Г. Скляр* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 11. Т.5. – С. 245-251.
3. *Щербина В.И.* Ресурсосберегающие процессы гранулирования и брикетирования кормов шестеренными прессами: дис... д-ра техн. наук: 05.20.01. – зерноград, 2004. – 376 с.
4. *Boltyanska N.* Ways to Improve Structures Gear Pelleting Presses / *N. Boltyanska* // ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow, 2018. – Vol. 18. No 2. – P. 23-29.
5. *Скляр О.Г.* Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник / *О.Г. Скляр*. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.
6. *Болтянський Б.В.* Впровадження енергозберігаючих технологій при будівництві та реконструкції тваринницьких підприємств в Україні / *Б.В. Болтянський*//Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип. 4, Т. 1. – С. 10–15.
7. *Болтянська Н.І.* Аналіз конструкцій шестеренних пресів-грануляторів / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник ТДАТУ.– Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип.8. Т.2. – С. 29-43.
8. *Скляр О.Г.* Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник / *О.Г. Скляр*. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2018. – 380 с.
9. *Комар А.С.* Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів / *А.С. Комар* // Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2018.– Вип.8. Т.2. – С. 44-56.
10. *Братішко В.В.* Механіко-технологічні основи приготування повнораціонних комбікормів гвинтовими грануляторами: дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. – Глеваха: 2017. – 322 с.
11. *Комар А.С.* Розробка конструкції преса-гранулятора для переробки пташиного посліду / *А.С. Комар* // Зб. наукових-праць Міжн. наук.-практ. конф. «Актуальні питання розвитку аграрної науки в Україні». – Ніжин, 2019. – С. 84-91.
12. *Комар А.С.* Напрями удосконалення робочого процесу вальцово-матричних прес-грануляторів / *А.С. Комар* // Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції: мат. Міжн. наук.-практ. форуму. ТДАТУ ім. Дмитра Моторного. – Мелітополь, 2019. – Частина 1. – С. 33-36.

13. *Комар А.С.* Переробка пташиного посліду на добриво шляхом його гранулювання / *А.С. Комар*// Тези V Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва»». – Умань, 2019.– С. 18-20.

14. *Братішко В.В.* Узгодження конструкційних параметрів матриць гвинтових грануляторів кормів за тиском та пропускною здатністю / *В.В. Братішко* // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, 2014. – Вип. 27. – С. 187-191

15. *Болтянська Н.І.* Забезпечення високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва шляхом підвищення рівня надійності техніки / *Н.І. Болтянська* // Науковий вісник НУБіП України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – К., 2018– Вип.282, ч.1. – С. 181-192.

16. *Болтянська Н.І.* Аналіз переваг та недоліків штемпельних пресів / *Н.І. Болтянська, А.С. Комар* // Збірник тез доповідей II Міжн. наук.-практ. конф. «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку». НУБіП України. – Київ. 2019. – С. 75-76.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРЕССУЮЩЕГО РОЛИКА И МАТЕРИАЛА В ПРЕСС-ГРАНУЛЯТОРЕ

Болтянская Н.И., Комар А.С.

Аннотация - рациональная кормление сельскохозяйственных животных во многом определяет их рост, развитие и продуктивность. Повышение производства комбикормов является, таким образом, важнейшей задачей комбикормовой промышленности, но рассыпной комбикорм имеет ряд недостатков, таких как гигроскопичность, малая объемная масса, склонность к расслоению при транспортировке, негативно влияющих на его качество. Самый эффективный способ устранения этих недостатков – это гранулирование. Грануляторы бывают двух типов: с плоской и цилиндрической матрицей. В статье обозначено, что процесс гранулирования состоит в сжатии рассыпного материала в клиновом зазоре между прессующими роликами и внутренней поверхностью матрицы до состояния, когда он под действием влаги, тепла и давления приобретает термопластичные свойства. На этом этапе происходит предварительное сжатие рассыпного материала. В дальнейшем, по

мере роста давления растут упругие и пластические деформации, возникают значительные усилия расклинивания. Когда напряжение сжатия превзойдет силы сопротивления сжатого материала, он продавливается через фильеры (отверстия) матрицы, приобретая форму гранул, диаметр которых близок к диаметру фильеры матрицы. Установлено, что длина гранул определяется положением ножа. Как правило, длина гранул не должна превышать полтора диаметра. Определено, что ролики быстро изнашиваются, потому что имеют малый диаметр и часто вступают во взаимодействие с материалом, а потому должны иметь очень крепкую и твердую поверхность, которая предотвращает скольжение. Чем тоньше слой продукта, тем проще ролику на него намотаться и продавить через отверстие. Чем толще слой продукта, тем больше будет горизонтальная составляющая реакции ролика, вызывающей скольжение. Отмечено том, что необходимо следить за равномерным износом боковой поверхности ролика. Этот износ полностью зависит от угла наклона забрасывающих лопаток на конусе матрицы. Это очень тонкая настройка и если не осуществить ее правильно, то и ролики и матрица будут выходить из строя в два раза быстрее, чем ожидается. И качество гранул также будет неудовлетворительным.

Ключевые слова - гранулирования, пресс-гранулятор, матрица, прессующие ролики, деформация, силы прессования.

INTERACTION OF THE PRESSING ROLLER AND MATERIAL IN THE PRESS GRANULATOR

Boltianska N., Komar A.

Summary

The rational feeding of farm animals largely determines their growth, development and productivity. Increasing the production of animal feed is, therefore, the most important task of the animal feed industry, but loose feed has several disadvantages, such as hygroscopicity, low bulk density, the tendency to delamination during transportation, negatively affecting its quality. The most effective way to address these shortcomings is through granulation. Granulators come in two types: flat and cylindrical. The article indicates that the granulation process consists in compressing the bulk material in the wedge gap between the pressing rollers and the inner surface of the matrix to the point where it acquires thermoplastic properties under the influence of

moisture, heat and pressure. At this stage, pre-compression of bulk material occurs. In the future, with increasing pressure, elastic and plastic deformations grow, significant wedging forces arise. When the compressive stress exceeds the resistance forces of the compressed material, it is pressed through the die (holes) of the matrix, acquiring the shape of granules whose diameter is close to the diameter of the die of the matrix. It was found that the length of the granules is determined by the position of the knife. As a rule, the length of the granules should not exceed one and a half diameters. It was determined that the rollers wear out quickly because they have a small diameter and often interact with the material, and therefore must have a very strong and hard surface that prevents slipping. The thinner the product layer, the easier it is to roll on it and push it through the hole. The thicker the product layer, the greater will be the horizontal component of the reaction of the roller causing the slip. It is noted that it is necessary to monitor the uniform wear of the side surface of the roller. This wear depends entirely on the angle of inclination of the casting blades on the cone of the matrix. This is a very fine-tuning and if it is not done correctly, both the rollers and the matrix will fail twice as fast as expected. And the quality of the granules will also be unsatisfactory.

Keywords - granulation, press granulator, matrix, press rollers, deformation, compression forces.

УДК 631.521

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-270-278

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ ТРАКТОРОВ

Милаева И. И.,

*Таврический государственный агротехнологический университет
имени Дмитрия Моторного*

Волошин А. А., инженер

ВСП «Мелитопольский колледж ТГАТУ им. Д. Моторного»

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрен исторический путь формирования тракторов от механического экипажа до современных тракторов. Среди большого числа машин, используемых в народном хозяйстве, тракторы занимают одно из первых мест. Выпуск первых машин производства происходил небольшими партиями, однако за этот период появилось многочисленное количество профессиональных мастеров тракторостроительной отрасли и продукция, изготовленная ими, вошла в историю отечественной промышленности. Они помогают механизировать процессы в сельскохозяйственном производстве, служат для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, для транспортных целей, рытья канав, корчевки пней и многих других работ. В наши дни тракторная техника множества различных модификаций позволяет фермерам, строителям, промышленникам и людям ещё нескольких профессий осуществлять широчайший спектр процедур, манипуляций и видов работ благодаря высокой степени универсальности, гибкости конфигурирования и возможности использования широкого ассортимента навесных и прицепных компонентов на этой мощной технике. Достижения с истории разработки и внедрения в производство тракторов дополняют общую историю науки и техники. Для решения инженерно-технических задач в проектировании машин, организации и управлении производством используются электронно-вычислительная техника и автоматизированные системы управления. При отработке конструкций новых тракторов и двигателей применяются методы ускоренных стендовых и полигонных испытаний. На базе передового зарубежного и отечественного опыта система управления качеством продукции на стадиях создания, производства и эксплуатации конструкции. Для работы в сельскохозяйственной, дорожно-строительной, а также мелиоративной сферах уже

длительное время применяются различные высокотехнологичные устройства. Но несмотря на это трактор не теряет популярности и продолжает занимать почетное место в списке самых необходимых машин в ведении хозяйства. Но прежде, чем получить звание одного из наиболее функциональных средств, трактор прошел долгий период своего развития.

Ключевые слова –сельскохозяйственный трактор, мощность двигателя, механик, тяговый класс, энергетическое средство аграрии, спрос, импорт, экспорт.

Постановка проблемы. Современное сельское хозяйство сложно представить без использования специальной техники. Уже давно сельскохозяйственные работники не мыслят своего труда без использования тракторов. В настоящее время множество производителей выпускает подобную продукцию, которая совершенно преобразилась с момента создания. Среди множества используемых человеком машин тракторы занимают одно из важнейших мест, так как представляют собой мобильные энергетические и транспортные средства, которые обеспечивают движение сельскохозяйственных, дорожно-строительных, мелиоративных машин и орудий.

Анализ последних исследований. Тенденция развития тракторов показала, что происходит постоянный процесс производство все больше продуктивной и экономичной техники. Это происходит сопровождением усовершенствование конструкций, широким использованием гидравлических приводов, сложных автоматических средств, электронных приспособлений, новых материалов.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Изложить пути развития тракторостроения.

Основная часть. Слово «трактор» происходит от английского слово «track». Трак - это основной элемент, из которого собирается гусеница [1].

Трактор — это многофункциональная, универсальная машина, работающая как тягач и как привод, приводящий в действие разнообразные сельскохозяйственные механизмы, прицепляемые к ней. Применение трактора привело к экономии времени, повышению производительности труда и увеличению скорости выполняемых сельскохозяйственных работ.

В 1791 г. русский механик и изобретатель Иван Кулибин построил трехколесную коляску-самокатку с механизмами, характерными для современных тракторов: коробка передач, рулевое

управление и тормоза. Человек своей силой приводил в движение эту «Самокатку» (рис. 1).



Рис.1. Самокатка



Рис.2. Первый гусеничный трактор

В 1898 г. механик Федор Блинов соорудил самый первый гусеничный трактор (рис. 2). В роли двигателя был котел с двумя паровыми машинами, который стоял на раме длиной в 5м. Через шестеренные передачи от каждой машины передавалось вращение к ведущим колесам, которые были сцеплены с гусеницами. Управляли трактором два человека. Скорость движения была около 3 км/ч [2].

С появлением паровой машины началось строительство паровых повозок, автомобилей и тракторов. Первые колесные паровые тракторы появились в Англии и Франции в 1833г. Создание первого гусеничного трактора с паровым двигателем относится к 1888г. Гусеничный ход это изобретение столь же великое и фундаментальное, как и изобретение колеса. Но если имя создателя колеса затеряно в глубине веков, то изобретатель гусеницы от которого пошли тракторы, танки, известен. Это русский крестьянин Федор Абрамович Блинов [4].

В 1896 году Чарльз В. Харт и Чарльз Парр разработали двухцилиндровый бензиновый двигатель. К 1903 году их фирма построила 15 тракторов с бензиновым двигателем.

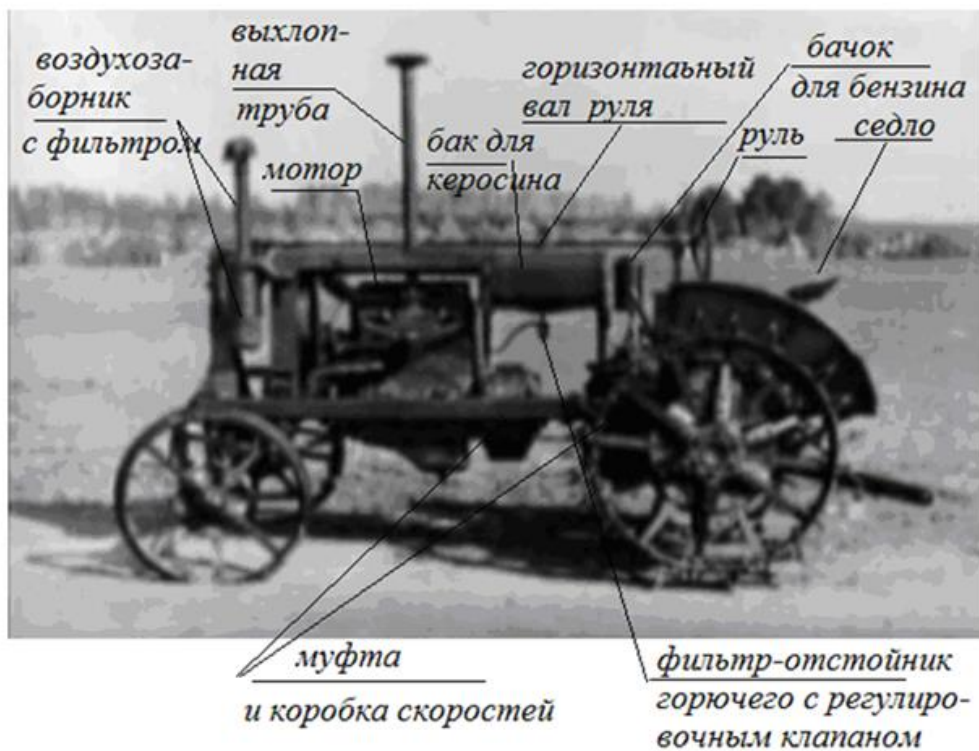
Первым практически пригодным был трехколесный трактор «IVEL» Дэна Элборна 1902 года (рис. 3). Трактор «IVEL» был легкой и мощной машиной, которую можно было использовать для сельскохозяйственных и других работ. Таких тракторов было собрано около 500.

В 1897 г. немецкий ученый Рудольф Дизель построил экономичный двигатель внутреннего сгорания, позднее его стали называться дизельным, в честь его изобретателя. В 1910 г. изобретатель Яков Мамин создал первый отечественный колесный трактор с дизелем. Его называли «русским трактором» [6].



Рис. 3. Колесный трактор IVEL

До начала 30-х все модели оснащались цельнометаллическими колёсами с шипами и пластинами, призванными увеличить сцепление с почвой и помочь двигателю. Трактор «Универсал», выпускавшийся с 35 по 55 годы (рис. 4). Всего было выпущено за 200 тыс. штук. Несмотря на всю свою примитивность даже по тем временам, он успешно делал своё дело и единственный из отечественных тракторов продавался за границу [7].

Рис.4 Трактор «Универсал-2», 1950-55года выпуска
Владимировский тракторный завод

С начала 20-го века, тракторная техника стал играть большую роль в сельском хозяйстве многих стран. Трактора стали выпускать массово, выпускались новые более совершенные модели. В течение 10-15 лет, в США и Западной Европе, трактор взял на себя приблизительно 80-90% всех пахотных работ в фермерских хозяйствах.

Трактор также взял на себя более половины работ, связанных с уборкой урожая. В дальнейшем благодаря созданию различных прицепных машин сфера применения трактора расширилась в несколько раз.

В шестидесятые и семидесятые годы начали выпускать тракторы повышенных рабочих скоростей: вначале 6...9 км/ч, а затем 9... 15 км/ч. Появились тракторы с более мощными двигателями, турбо-наддувом, комфортабельными кабинами. Сейчас тракторы оснащены дизелями, независимой подвеской и резинометаллическими гусеницами, широкопрофильными шинами, которые снижают удельное давление на почву, реверсивными двухскоростными валами отбора мощности .

С того момента как на поля вышли первые тракторы, прошло много десятилетий, а эти машины по-прежнему широко используются в разных отраслях сельского хозяйства и промышленности. Так же как и любая другая сельскохозяйственная техника, тракторы периодически переживают очередной виток эволюции, получая от разработчиков новые функции и возможности, становясь более мощными и безопасными для окружающей среды [7].

Потребность в определенных видах сельхозтехники напрямую зависит от процессов, проходящих в экономике страны, от требований, выдвигаемых природоохранным законодательством, от развития или угасания определенных технологий растениеводства и животноводства.

Сейчас специалисты отмечают важность работ по повышению единичной мощности, топливной экономичности, комфортности и экологической безопасности тракторов. На передний план выходит увеличение эксплуатационной надежности новых моделей. Ведутся разработки новых моделей и на таких известных зарубежных предприятиях, как John Deere (рис. 5), Massey Ferguson, New Holland, Yaltra, Минский тракторный завод, Харьковский тракторный завод. Больше всего выпускается полноприводных колесных машин классической компоновки, среди которых самые востребованные – тракторы мощностью 80-100 кВт. Направление развития здесь – расширение использования электроники и гидравлики.



Рис.5 Трактора John Deere

Современные трактора оснащаются электронными системами, которые управляют подачей топлива, положением колес тракторов с независимой подвеской. Электроника уже способна выравнять кабину на склоне и переключать передачи под нагрузкой, а также регулировать навесные системы. Подача топлива, управляемая электронной системой, осуществляется за счет оборудования Fendt, John Deere, New Holland. Оно соответствует новым стандартам по выхлопным газам [5].

Экономия топлива дают двигатели с многоклапанными системами газораспределения, которые установлены на тракторах Case IH, Fendt, John Deere. Независимая подвеска передних ведущих мостов смягчает толчки и удары во время движения трактора, улучшает тягово-сцепные качества, уменьшает шум и вибрации на рабочем месте.

Одним нажатием кнопки можно теперь выполнять заглабление и выглабление плуга, включение механизма блокировки дифференциала, передач переднего и заднего хода. Все эти функции программируются в тракторах John Deere.

В тракторостроении электронное управление становится необходимым для полноценной работы в современных условиях. Электроника быстрее и эффективнее справляется с такими операциями, как диагностика и контроль, существенно облегчая условия труда и доводя до совершенства выполнение всех агротехнических манипуляций [3].

С развитием науки и изменением потребностей человека на смену крупным громоздким машинам пришли минитрактора. Они уже давно стали важной частью сельскохозяйственного оборудования.

За прогнозами ученых, трактор, как и раньше остается основным энергетическим средством, которое обеспечивает механизированное выращивание сельскохозяйственных культур. Основные требования

сельскохозяйственного производства к развитию конструкции тракторов это:

- повышения продуктивности за счет увеличения мощности;
- повышения рабочей и транспортной скорости машины, уменьшения потерь времени на дополнительные операции;
- экономичность;
- обеспечения высокой надежности;
- увеличения универсальности.

Выводы.

Сделана попытка охарактеризовать эволюцию мобильных агрегатов. Современные трактора прошли долгий путь развития и характеризуются большим разнообразием конструкций. Сейчас тракторы оснащены дизелями, независимой подвеской и резинометаллическими гусеницами, широкопрофильными шинами, которые снижают удельное давление на почву, реверсивными двухскоростными валами отбора мощности.

Настоящее и будущее сельскохозяйственного производства неразрывно связаны с его оснащенностью высокопроизводительной современной техникой.

Литература:

1. Кривоконь А. Г. Тракторостроение: история и фалеристика. Историко-фалеристический очерк / А. Г. Кривоконь. – Х. : ЧП «Токарских», 2010. – 232с.
2. Гуревич А. Н. Краткая история отечественного тракторостроения / А. Н. Гуревич. – Сталинград : «Государственное издательство оборонной промышленности», 1954. – 215с.
3. Скотников В.А. Проблемы современного сельскохозяйственного тракторостроения / В. А. Скотников. – Мн. : Высш. Школа, 1983. – 208 с.
4. Трепенков И. И. Развитие советской тракторной техники / И. И. Трепенков – М. : «Оборониздат», 1953. – 263с.
5. Болтянский О.В., Болтянская Н.І. Аналіз основних тенденцій розвитку світової та вітчизняної сільськогосподарської техніки для рослинництва / Науковий вісник НУБіП. Серія „Техніка та енергетика АПК“. К.,2011– Вип.166, ч.1 .- С. 255-261.
6. Мілаєва І.І. Еволюція розвитку автомобільних дизельних двигателів .- Праці ТДАТУ, Мелітополь, 2017.- Вип.17.Т 3.- С 182-187.
7. Василенко В.В. Зарождение и развитие тракторов // История механизации земледелия В19 / В. В. Василенко. – Воронеж, 2010. – С. 84–98.

ЕВОЛЮЦІЯ РОЗВИТКУ ТРАКТОРІВ

Мілаєва І. І., Волошин А. А.

Анотація - в статті розглянутий історичний шлях формування тракторів від механічного екіпажа до сучасних тракторів. Серед великого числа машин, використовуваних в народному господарстві, трактори займають одно з перших місць. Випуск перших машин виробництва відбувався невеликими партіями, проте за цей період з'явилася численна кількість професійних майстрів тракторобудівної галузі і продукція, виготовлена ними, увійшла до історії вітчизняної промисловості. Вони допомагають механізувати процеси в сільськогосподарському виробництві, служать для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт, для транспортних цілей, риття каналів, корчування пнів і багатьох інших робіт. В наші дні тракторна техніка безлічі різних модифікацій дозволяє фермерам, будівельникам, промисловцям і людям ще декількох професій здійснювати щонайширший спектр процедур, маніпуляцій і видів робіт завдяки високій мірі універсальності, гнучкості конфігурації і можливості використання широкого асортименту навісних і причіпних компонентів на цієї потужної техніки. Досягнення з історії розробки і впровадження у виробництво тракторів доповнюють загальну історію науки і техніки. Для вирішення інженерно-технічних завдань в проектуванні машин, організації і управлінні виробництвом використовуються електронно-обчислювальна техніка і автоматизовані системи управління. При відробітку конструкцій нових тракторів і двигунів застосовуються методи прискорених стендових і полігонних випробувань. На базі передового зарубіжного і вітчизняного досвіду система управління якістю продукції на стадіях створення, виробництва і експлуатації конструкції. Для роботи в сільськогосподарській, дорожно-будівельній, а також меліоративній сферах вже тривалий час застосовуються різні високотехнологічні пристрої. Але незважаючи на це трактор не втрачає популярності і продовжує займати почесне місце в списку найнеобхідніших машин у веденні господарства. Але перш, ніж отримати звання одного з найбільш функціональних засобів, трактор пройшов довгий період свого розвитку.

Ключові слова - сільськогосподарське трактор, потужність двигуна, механік, тяговий клас, енергетичне засіб аграрії, попит, імпорт, експорт.

EVOLUTION OF TRACTOR DEVELOPMENT

I. Milayeva, A. Voloshin

Summary

The article discusses the historical path of forming tractors from a mechanical crew to modern tractors. Among the large number of machines used in the national economy, tractors occupy one of the first places. The first production machines were produced in small batches, however, during this period, a large number of professional masters of the tractor industry appeared and the products manufactured by them entered the history of domestic industry. They help to mechanize processes in agricultural production, serve to carry out loading and unloading operations, for transport purposes, digging ditches, rooting out stumps and many other works. Today, tractor equipment of many different modifications allows farmers, builders, industrialists and people of several more professions to carry out the widest range of procedures, manipulations and types of work due to the high degree of versatility, configuration flexibility and the possibility of using a wide range of mounted and trailed components on this powerful equipment. Achievements from the history of the development and implementation of tractors complement the overall history of science and technology. To solve engineering problems in the design of machines, organization and production management, electronic computers and automated control systems are used. When developing designs of new tractors and engines, methods of accelerated bench and field tests are used. Based on the best foreign and domestic experience, a product quality management system at the stages of the creation, production and operation of a structure. For work in the agricultural, road-building, and reclamation spheres, various high-tech devices have been used for a long time. But despite this, the tractor does not lose popularity and continues to occupy an honorable place in the list of the most necessary machines for housekeeping. But before getting the title of one of the most functional means, the tractor went through a long period of its development.

Key words - agricultural tractor, engine power, mechanic, traction class, energy means of agrarians, demand, import, export.

УДК 631.17:633.16

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-279-285

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА І ВІДБІР ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ЗБІЛЬШЕННЯ ДОВЖИНИ ПАРОСТКІВ

Харитоновна Г. І., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42–13–06

Анотація — робота присвячена відбору технологічних факторів — дози іонізації повітря, товщини шару зерна, вологість солоду, кратність повітрообміну в камері та швидкість переміщення зерна в барабані на основі величини їх впливу на інтенсивність зростання паростків кормового солоду. У результаті параметричного лінійного кореляційного аналізу К. Пірсона міжфакторних вихідних параметрів і їх впливу на критерій оптимізації — довжину паростків, визначено, що статистично значущі фактори впливу для проведення регресійного аналізу є: доза іонізації повітря, товщина шару зерна, вологість солоду.

При цьому доза іонізації, товщина шару зерна і вологість солоду статистично значуще корелює з довжиною паростків на помітному (0.563 і 0.600) та помірному (0.427) рівні.

Ключові слова – доза іонізації повітря, товщина шару зерна, вологість солоду, кратність повітрообміну в камері; швидкість переміщення зерна, кормовий солод, довжина паростків, лінійна кореляція.

Постановка проблеми. В умовах промислового птахівництва одним із важливим компонентом раціону при годівлі курей-несучок є використання пророщеного зерна для корму [1].

Його використання у суміші з природними кормовими добавками сприяє розвитку органів травлення, підвищенню інтенсивності їх росту та продуктивності [2].

Саме тому інтенсивність зміни довжини паростків пророщування зерна, зокрема в умовах іонізації повітря, тобто енергетичні і економічні показники процесу отримання кормового солоду є актуальним завданням, спрямованим на збільшення обсягу і здешевлення продукції птахівництва.

Аналіз останніх досліджень. Вивчення процесу пророщеного зерна в умовах іонізації повітря присвячена велика кількість робіт теоретичного та експериментального характеру. Досліджувані питання розглядалися в роботах О. Л. Чижевського [3], Н. В. Ксенза [4], Г. І. Харитонова [5], та багатьох інших дослідників різних країн.

Результати досліджень процесів пророщування зерна, проведених різними авторами, недостатньо узгоджуються, а іноді носять суперечливий характер.

Унаслідок аналізу літературних джерел, проведених теоретичних і лабораторних досліджень було визначено, що впливовими технологічними факторами на інтенсивність процесу пророщування зерна є доза випромінювання іонізації повітря, товщина шару і вологість пророщеного зерна, кратність повітрообміну в камері та швидкість переміщення зерна в барабані.

Проте виконання експерименту із п'яти факторів вимагає великого обсягу досліджень. Для зменшення кількості факторів у цих випадках зазвичай виконується попередня оцінка достовірності їх впливу, яка ґрунтується на апріорному ранжуванні рівнів впливу факторів, отриманих у психологічному експерименті. Вона виконується на основі коефіцієнту конкордації (узгодженості W М. Кендалла), який відображає ступінь зв'язку ознак і розраховується шляхом усередненням коефіцієнтів рангової кореляції Ч. Спірмена [6].

Проте така оцінка вимагає не менше восьми експертів, рівень знань яких з оцінюваного явища, яке ж до цього тільки вивчається, не однаковий і відповідно суб'єктивний. Крім того, використовуваний непараметричній оцінці результатів притаманні певні похибки.

Все це вимагає проведення попереднього попередніх експериментів у поєднанні із параметричним аналізом отриманих результатів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є оцінка величини впливу указаних факторів на інтенсивність отримання кормового солоду. Вона виконується за даними попередньої оцінки результатів із застосуванням параметричного лінійного кореляційного аналізу К. Пірсона, виконаного для міжфакторних вихідних параметрів та їх впливу на критерій оптимізації — довжину паростків.

При цьому для множинного регресійного аналізу необхідна відсутність сильної лінійної взаємної кореляції незалежних ознак. Якщо будь-які з незалежних ознак корельовані між собою на рівні 0.5–0.7, то необхідно залишити для регресійного аналізу ті з них, які мають більш сильну кореляцію із залежною ознакою [7].

Кореляція залежної ознаки з кожною із незалежних повинна бути більшим ніж 0.7.

При цьому слід ураховувати, що методи лінійного кореляційного аналізу дають змогу перевіряти лише наявність лінійного зв'язку.

Основна частина. При лабораторних дослідженні пророщування солоду, тобто збільшення довжини паростків l зерна ячменю, досліджувався вплив 5-ти технологічних факторів, які характеризують якість роботи установки для пророщування солоду:

R – доза випромінювання іонізації повітря, 1000 іонів в 1 см^3 ;

h – товщина шару зерна, см;

w – вологість солоду, %;

k – кратність повітрообміну в камері, $\text{м}^3/\text{с}$;

v – швидкість переміщення зерна відносно барабана.

Досліджуванним матеріалом при визначенні при проведенні попередніх, лабораторних та експериментальних досліджень є насіння ячменю пивоварного сорту Гелиос, з вихідною вологістю 14.75 %, що відповідає вимогам ДСТУ 3769–98 [8].

Для проведення попередніх і лабораторних досліджень вологість солоду становить 43.0, 44.0, 45.0, 46.0 і 47.0 %, для проведення експериментальних досліджень — 42.6, 43.0, 45.0, 47.0 і 47.4 %.

Для одержання такої вологості до вихідної маси зерна 100 г з вологістю 14.5–15.0 % слід додати кількість води, наведену в табл. 1.

Таблиця 1 – Кількість доданої маси води до зерна, поміщеного у контейнер, і загальна маса змоченого зерна у залежності від його вихідної і кінцевої вологості

Вихідні показники		Кінцеві показники		
Вологість зерна $w_{\text{я}}$, %	Маса зерна $m_{\text{я}}$, г	Вологість зерна $w_{\text{я}}$, %	Додана маса води $m_{\text{в}}$, г	Маса зерна у контейнері, г
14.75	100.0	20.00	6.56	106.56
		25.00	13.67	113.67
		42.57	48.44	148.44
		43.00	49.56	149.56
		44.00	52.23	152.23
		45.00	55.00	155.00
		46.00	57.87	157.87

Для зволоження зерна до необхідної вологості відбирають його потрібну кількість, зважуючи на вагах з точністю до 5 г.

При цьому його частина масою 100 г, визначена з точністю до 0.1 г, яка призначена для контролю вологості, поміщається у сітчастий контейнер.

Результати пасивного експерименту при зазначених факторах, отримані у триразовій повторності, представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати пророщування солоду під дією технологічних факторів

№ досліджу	Значення факторів					Довжина паростків l , см			Середнє, l
	R , 1000 іонів в 1 см ³	h , см	w , %	k	v	Повторення			
						l_1	l_2	l_3	
1	10	2.0	43	2.0	0.30	21	19	22	20.7
2	10	3.0	44	1.5	0.33	20	19	22	20.3
3	1	2.5	45	2.0	0.32	18	20	20	19.3
4	100	2.0	46	1.5	0.34	21	22	22	21.7
5	10	3.0	47	1.8	0.35	17	20	24	20.3
6	1	2.5	43	1.5	0.33	21	23	20	21.3
7	100	2.0	44	2.0	0.35	21	23	24	22.7

Результати проведення параметричного лінійного кореляційного аналізу, Пірсона, виконаного за даними табл. 2, наведено у кореляційній матриці, представленій в табл. 3.

Таблиця 3 – Результати пророщування солоду під дією технологічних факторів

Показник	Доза іонізації R	Товщина шару зерна h	Вологість солоду w	Кратність повітрообміну k	Швидкість переміщення зерна v
Товщина шару зерна h	-0.634 0.002	1			
Вологість солоду w	0.210 0.348	0.315 0.153	1		
Повітрообмін k	0.000 1.000	-0.370 0.090	-0.110 0.625	1	
Швидкість зерна v	0.525 0.012	0.224 0.316	0.586 0.004	-0.282 0.203	1
Довжина паростків l	0.563 0.006	-0.600 0.003	-0.427 0.048	-0.089 0.695	0.105 0.643

Так як за [10] величину кореляції слід разом із рівнем її довірчій імовірності, у верху її комірок наведено величини парні кореляції Пірсона, а внизу — їхнє статистичне значення.

Прийнявши рівень статистичної значущості $\alpha = 0.05$, бачимо, що коефіцієнт кореляції між факторами “вологість солоду” і “швидкість переміщення зерна” статистично значущий на рівні $p = 0.004$ і становить $r = 0.586$, тобто він більше за $r = 0.5$, тому для подальшого регресійного

аналізу залишаємо фактор “вологість солоду”, як такий, що має більшу і до того ж статистично значущу кореляцію із довжиною паростків — $r = -0.427$ при $p = 0.048$ проти $r = 0.105$ при $p = 0.643$.

Також із розгляду варто вилучити фактор “кратність повітрообміну в камері” через його малу величину $r = -0.089$ і нестатистичну значущість прояву — $p = 0.695$.

З табл. 2 бачимо, що доза іонізації та товщина шару зерна статистично значуще впливають на функцію відгуку — довжину паростків, корелюючи з ним на помітному (прямо при $r = 0.563$ і обернено при $r = -0.600$) рівні за шкалою Чеддока, а вологість солоду на помітному рівні з прямою кореляцією при $r = 0.427$).

Висновки.

1. У результаті параметричного лінійного кореляційного аналізу К. Пірсона міжфакторних вихідних технологічних параметрів і їх впливу на критерій оптимізації — довжину паростків кормового солоду, визначено, що статистично значущі фактори впливу для проведення регресійного аналізу є:

R – доза випромінювання іонізації повітря, 1000 іонів в 1 см^3 ;

h – товщина шару зерна, см;

w – вологість солоду, %;

2. Доза іонізації, товщина шару зерна і вологість солоду фактори статистично значуще впливають на функцію відгуку — довжину паростків, корелюючи з ним на помітному (0.563 і 0.600) та помітному (0.427) рівні.

3. Ці фактори мають бути використані як в лабораторних, так і в інших дослідженнях для одержання математичної моделі оцінки впливу технологічних параметрів на довжину паростків кормового солоду.

Література:

1. Фисинин В. И., Егоров И. А., Драганов И. Ф. Кормление сельскохозяйственной птицы: учебник. М.: ГЭОТАР–Медиа. 2011. 344 с.

2. Кочиш И. И., Петраш, М. Г., Смирнов С. Б. Птицеводство / И. И. Кочиш и др. / Минск: КолосС. – 2004. – 407 с..

3. Чижевский А. Л. Аэроионификация в народном хозяйстве. – 2-е изд., сокр. – М.: Строиздат, 1989. – 488 с.

4. Ксенз Н. В. Влияние озонированного воздуха на повышение производительности и снижение расхода топлива при влаготермической обработке корма / Н. В. Ксенз, Т. Н. Толстоухова, Н. С. Вороной, Н. Г. Леонтьев, В. Ю. Финенко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Технічні науки. – 2015. – Вип. 15, т. 2. – С. 53–61.

5. Харитонова Г. І., Олексієнко В. О. Розробка технологій прискороного дозрівання солоду/ Всеукраїнський науково-технічний журнал "Техніка, енергетика, транспорт АПК" – Вінниця, 2015. – № 1(91) – с. 73–75.

6. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / Мельников С.В., Алешкин В. Р., Рошин П. М. – Л.: Колос, 1972. – 200 с.

7. Опря А. Т. Статистика (модульний варіант з програмованою формою контролю знань). Навч. посіб. – К.: Центр учбової літератури, 2012. – 448 с.

8. ДСТУ 3769–98. Ячмінь. Технічні умови. [Текст]. – Введ. 01-07-98 – К.: Держстандарт України, 1998. – 34 с.

9. Подання результатів математичної та статистичної обробки даних медичних та біологічних досліджень у дисертаційних роботах / [Сердюк А. М., Антомонов М. Ю., Бардов В. Г., Прилуцький О. С.]// Бюлет. Вищої атестац. комісії України. – 2010. – № 6. – С. 31–33.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА И ОТБОР ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ ВЛИЯНИЯ НА УВЕЛИЧЕНИЕ ДЛИНЫ РОСТКОВ

Харитонова А. И.

Аннотация - работа посвящена отбору технологических факторов - дозы ионизации воздуха, толщины слоя зерна, влажность солода, кратность воздухообмена в камере и скорость перемещения зерна в барабане на основе величины их влияния на интенсивность роста побегов кормового солода. В результате параметрического линейного корреляционного анализа К. Пирсона межфакторных выходных параметров и их влияния на критерий оптимизации - длину ростков, определено, что статистически значимые факторы влияния для проведения регрессионного анализа являются: доза ионизации воздуха, толщина слоя зерна, влажность солода.

При этом доза ионизации, толщина слоя зерна и влажность солода статистически значимое коррелирует с длиной ростков на видном (0.563 и 0.600) и умеренном (0.427) уровне.

Ключевые слова - доза ионизации воздуха, толщина слоя зерна, влажность солода, кратность воздухообмена в камере; скорость перемещения зерна, кормовой солод, длина ростков, линейная корреляция.

PRELIMINARY EVALUATION AND SELECTION OF TECHNOLOGICAL FACTORS OF EFFECT ON INCREASE OF GRAIN LENGTH

Kharytonova A.I.

Summary

The work is devoted to the selection of technological factors - the dose of air ionization, the thickness of the grain layer, the humidity of the malt, the multiplicity of air exchange in the chamber and the speed of movement of grain in the drum based on the magnitude of their influence on the intensity of growth of shoots of feed malt. As a result of K. Pearson's parametric linear correlation analysis of the inter-factor output parameters and their influence on the optimization criterion - the length of the shoots, it is determined that statistically significant factors of influence for the regression analysis are: air ionization dose, grain layer thickness, malt moisture.

In this case, the dose of ionization, the thickness of the grain layer and the moisture content of the malt are statistically significantly correlated with the length of shoots at a noticeable (0.563 and 0.600) and moderate (0.427) level. In industrial poultry, one of the important components of the diet when feeding laying hens is the use of sprouted grain for feed.

Its use in combination with natural feed additives contributes to the development of digestive organs, increase their intensity and productivity.

That is why the intensity of changing the length of the sprouts of grain germination, in particular in the conditions of ionization of air, ie energy and economic indicators of the process of obtaining fodder malt is an urgent task aimed at increasing the volume and cheapening of poultry production.

Keywords - dose of ionization of air, thickness of grain layer, moisture of malt, frequency of air exchange in the chamber; grain speed, feed malt, sprout length, linear correlation.

УДК 681.518.5

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-286-297

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Погорлецький Д. С.,

Херсонська державна морська академія

Полівінчук А. П., д.т.н.,

Харківський національний університет міського господарства імені

О.М. Бекетова

Матейчик В. П., д.т.н.,

Цюман М. П., к.т.н.

Національний транспортний університет

Володарець М. В., к.т.н.,

Український державний університет залізничного транспорту

Тел. +38 (099)0535874

Анотація – Ефективність функціонування транспортних засобів, як складної технічної системи, залежить від їх технічного стану. У зв'язку з цим виникає потреба керування тепловим станом транспортного двигуна в умовах експлуатації на основі даних, отриманих в процесі моніторингу його основних параметрів. Забезпечення теплової підготовки транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі залежить від своєчасності і контрольованості теплових процесів, що потребує наявності системи моніторингу теплових параметрів роботи двигуна транспортного засобу. Для цього доцільно враховувати інформацію системи OBD (On Board Diagnostic), зокрема отриману скануванням пам'яті електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ спеціальними технологічними засобами. В статті наведені особливості встановлення датчиків температури і зміни температури в системі охолодження транспортного двигуна. Показана зміна витрати палива транспортного засобу в залежності від варіанту прогріву двигуна в умовах експлуатації.

Ключові слова – транспортний засіб, двигун внутрішнього згорання, витрата палива, система моніторингу, параметри теплової підготовки.

Постановка проблеми – У штатній системі охолодження не працюючого двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) транспортного

засобу (ТЗ), при низьких температурах навколишнього середовища, температура охолоджуючої рідини швидко знижується. Це потребує постійного або періодичного прогріву або роботи двигуна в режимі холостого ходу. Для газових транспортних засобів, переведення двигуна на живлення зрідженим газовим паливом, потрібен прогрів систем охолодження до температури 40...55 °С. Для контролю теплових параметрів роботи системи охолодження двигуна ТЗ працюючого на зрідженому газовому паливі використовується система моніторингу за рахунок якої можливо використовувати блок моніторингу теплових параметрів транспортного двигуна, обладнаний комунікаційним інтелектуальним контролером (трекер), який входить в комплексний блок керування системою [1, 2, 4]. Яка містить додаткові датчики температури, розміщені у патрубках системи охолодження двигуна ТЗ та газового редуктора. Під час оцінки особливостей теплової підготовки транспортного двигуна також доцільно враховувати інформацію системи OBD, зокрема отриману інформацію скануванням електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ, спеціальними технічними засобами [5, 10].

Аналіз останніх досліджень – Основою при розгляді особливостей теплової підготовки ТЗ, за допомогою засобів отримання інформації в умовах експлуатації є основи теорії експлуатації ТЗ [4, 5, 6]. У роботах [1, 2, 3] представлені конструктивні схеми елементів комплексу для автоматичного керування тепло накопиченням та передпусковим прогрівом ДВЗ. Відомі закордонні системи моніторингу (Wialon, Teletrack, Teltonika-FMB900) які дозволяють здійснювати моніторинг та контроль двигуна ТЗ на відстані, за допомогою мобільного зв'язку GPRS/GSM [13]. Недоліком даних систем є відсутність оцінки теплової підготовки двигуна ТЗ під час експлуатації, неможливість враховувати особливості теплової підготовки транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі [10]. Аналіз літературних джерел показав, що особливості теплової підготовки двигуна ТЗ, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації не приводились, відповідно не використовувалася для цього система моніторингу температур системи охолодження двигуна ТЗ, яка забезпечує дистанційний моніторинг теплових параметрів двигуна ТЗ.

Формулювання цілей статті – Задачею роботи є розгляд особливостей теплової підготовки двигуна ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації. Для виконання поставленої задачі використовується система моніторингу теплової підготовки транспортного двигуна, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації [12].

Основна частина – Сучасний двигун внутрішнього згорання ТЗ обладнаний системою впорскування газового палива може розглядатися як складна технічна система [7, 8]. Система охолодження тісно співпрацює з іншими системами ДВЗ і здійснює значний вплив на протікання робочого процесу у двигуні. Робота системи охолодження впливає на працездатність, ресурс, потужність двигуна, екологічні та економічні (витрата палива) показники його роботи в усьому діапазоні робочих температур [1, 2, 3, 4, 6], а особливо на процеси пуску і прогріву ДВЗ після пуску.

При розгляді параметрів теплової підготовки ДВЗ, доцільно застосовувати наступні принципи підходу: комплексне дослідження системи охолодження, як єдиного цілого, з урахуванням параметрів взаємодії та спільної роботи підсистем [5, 6, 7, 8]. До основних характеристик ДВЗ транспортного засобу відносяться енергетичні, економічні і екологічні характеристики (параметри ДВЗ при роботі на холостому ході, а саме швидкості тепловиділення; характеристики прогріву ДВЗ; тепловий баланс; зміна швидкості циркуляції охолоджуючої рідини), конструктивні особливості системи охолодження ДВЗ. В частині використання системи впорскування газового палива необхідна додаткова фіксація температур теплоносія в системі охолодження двигуна ТЗ [7, 8, 9]. Розгляд особливостей теплової підготовки транспортного двигуна, оснащеного системою впорскування газового палива, викликано особливостями процесів теплової підготовки двигуна в період після пускового прогріву та особливостями запуску системи впорскування газу. Специфічні особливості зрідженого газового палива та конструкції газової паливної апаратури є причиною ускладнень при запуску двигуна ТЗ, працюючого на зрідженому газовому паливі в умовах низьких температур навколишнього середовища.

Проаналізувавши існуючі в ТЗ засоби і методи визначення вказаних температурних параметрів транспортного двигуна в умовах експлуатації, сучасне обладнання та інформаційні можливості, запропоновано використовувати інформаційний обмін, між елементами електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ, елементами ЕБК системи впорскування зрідженого газового палива через OBD-роз'єм - з елементами системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС). Вказана взаємодія на рівні ТЗ полягає у своєчасному забезпеченні двигуна ТЗ подачею зрідженого газового палива [10, 12].

В роботі розглянуто транспортний засіб марки KIA Seed 2.0 5МКПП з двигуном G4GC, обладнаним газобалонним обладнанням 4-покоління у складі газового редуктора випарника Tomasetto AT-09 Alaska, газових форсунок Napa, блоку керування STAG, температура (за параметрами температури охолоджуючої рідини) запуску газової

апаратури $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для отримання інформації під час теплової підготовки двигуна ТЗ, працюючого на зрідженому газовому паливі, використана система моніторингу параметрів температур системи охолодження, яка складається з додатково встановлених датчиків температури, які були під'єднані до контролеру сканеру - комунікатору (трекеру), призначеного для визначення і передачі даних по мережі GSM [11, 12]. Місця встановлення додаткових датчиків температури обрані згідно комплектації системи охолодження ТЗ, та можливості встановлення та підключення газового редуктора випарника. Датчики встановлені через перехідники в патрубки системи охолодження, у самих теплонавантажених місцях системи охолодження, а саме: датчик 1 на виході з блоку циліндрів; датчик 2 перед радіатором обігрівача салону; датчик 3 перед дросельною заслінкою; датчик 4 перед газовим редуктором випарником. Схема розміщення додаткових датчиків контролю температури в системі охолодження ДВЗ переобладнаного на живлення газовим паливом приведено на (рис. 1).

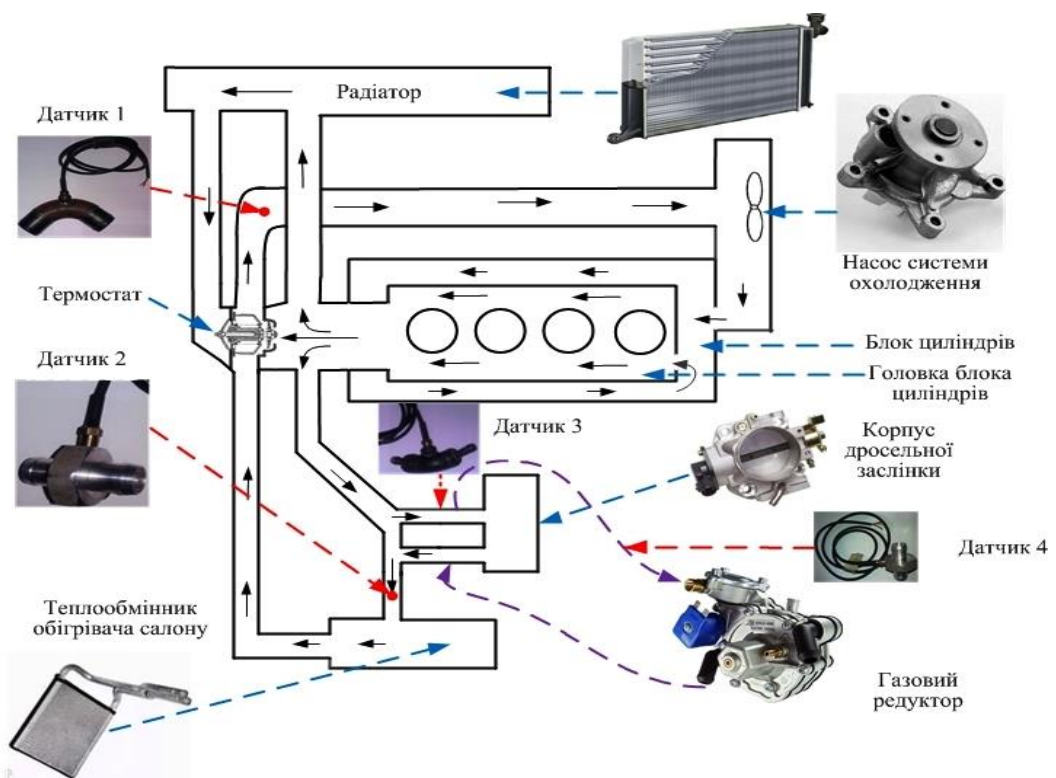


Рис. 1. Розташування датчиків температури в системі охолодження двигуна ТЗ G4GC

Було встановлено, що фактичний час прогріву транспортного двигуна до температури $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температурі навколишнього середовища $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х.) склав 22,50 хвилини. Була отримана температура включення газової апаратури на

транспортному засобі обладнаному ГБО 4-го покоління в умовах експлуатації 55 °С (запрограмована температура переходу на зріджене газове паливо в блоці керування системою ГБО становила 45 °С).

Аналогічні результати були отримані і при всіх інших варіантах прогріву ТЗ, в умовах експлуатації, за умовами експериментального дослідження. Зведені результати зміни параметрів температури ДВЗ транспортного засобу в процесі прогріву, показані на (рис. 2), у вигляді графіків на яких показано час переходу на зріджене газове паливо двигуна ТЗ при різних умовах експлуатації.

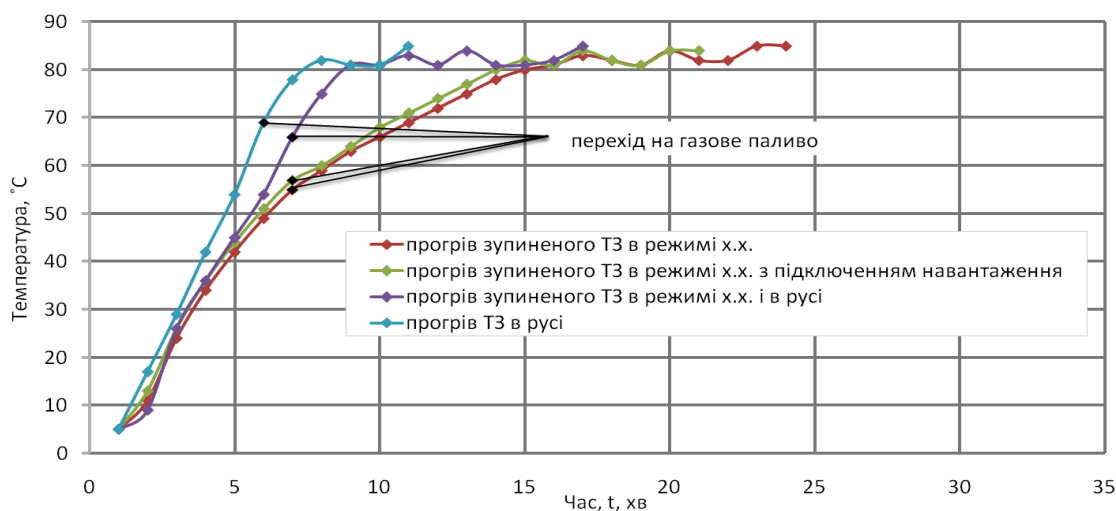


Рис. 2. Результати зміни температура охолоджуючої рідини двигуна ТЗ в процесі прогріву і переходу на газове паливо

Експериментально отримані данні зміни температурного режиму роботи двигуна транспортного засобу працюючого на зрідженому газовому паливі в умовах експлуатації, за допомогою використання системи моніторингу параметрів температури системи охолодження, та представлені у вигляді графіків (рис. 3,4) на яких показано зміну температури системи охолодження в точках встановлення датчиків, в залежності від умов експлуатації транспортного засобу.

Отримані результати дозволяють зробити попередній висновок, що двигуни транспортних засобів, обладнанні газобалонним обладнанням 4-го покоління не можуть забезпечити достатньо швидкий прогрів усієї системи охолодження двигуна ТЗ, для своєчасного переходу на газове паливо (включення ГБО). Це залежить від багатьох факторів, що потребує подальших досліджень в даному напрямку. Для забезпечення одночасного з пуском переходу транспортного двигуна на зріджене газове паливо (ГБО 4-го покоління) при низьких температурах навколишнього середовища, вважаємо доцільним рекомендувати встановлення в систему охолодження двигуна ТЗ технічний засіб для забезпечення одночасної передпускової

і післяпускової теплової підготовки системи охолодження двигуна і газового редуктора-випарника.

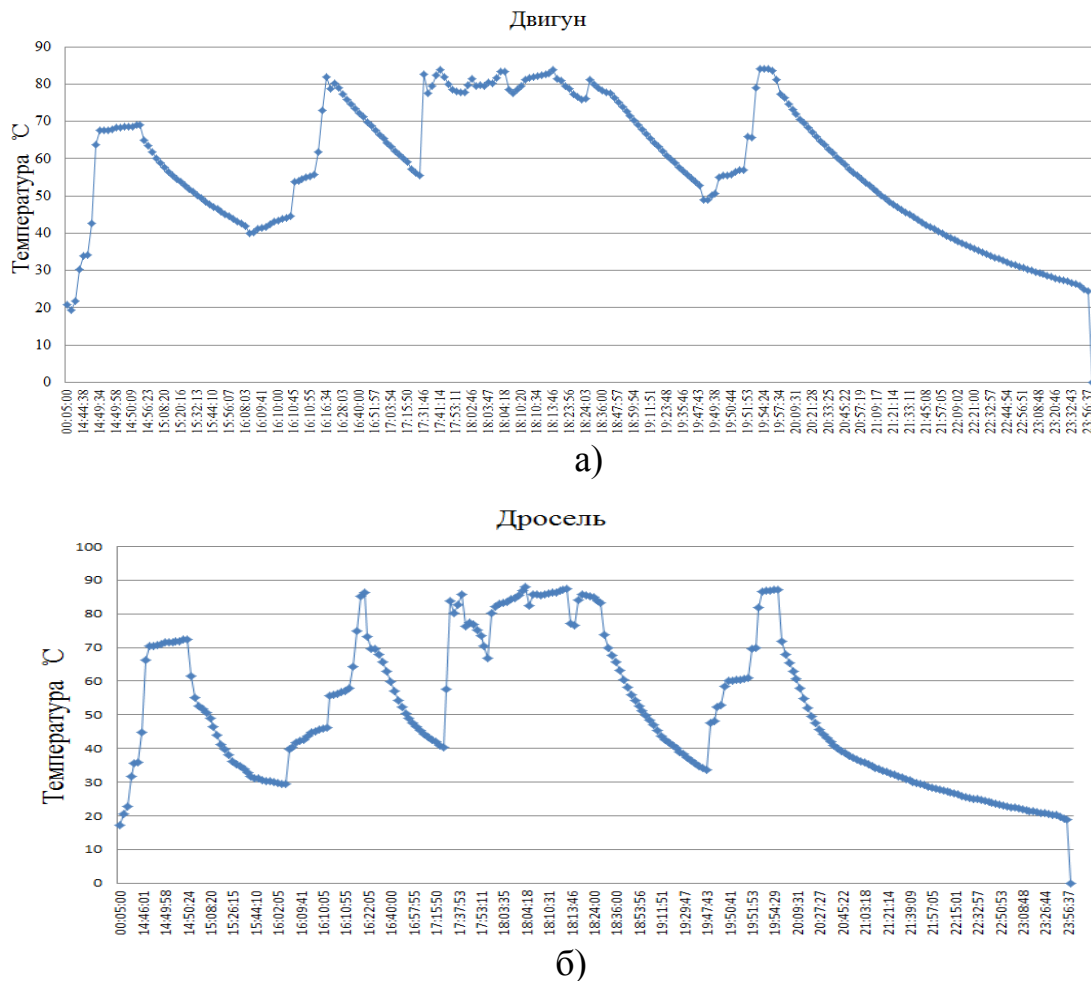


Рис. 3. Результати зміни параметрів температурного стану двигуна ТЗ в процесі прогріву і руху: температура охолоджуючої рідини на виході з двигуна (а); температура охолоджуючої рідини дроселя (б)

Місця встановлення датчиків температури у систему охолодження транспортного двигуна ТЗ працюючого на зрідженому газовому паливі були обрані, в залежності від можливості подальшого встановлення в даних місцях газового редуктора випарника та теплового акумулятора фазового переходу, для швидкого прогріву системи охолодження ДВЗ та переходу на живлення зрідженим газовим паливом.

Було виявлено, що найшвидше прогривається охолоджуюча рідина на виході з блоку циліндрів ДВЗ (датчик №1), потім радіатор обігрівача салону (датчик №2), а за ним дросельна заслінка (датчик №3). За рахунок цього було визначене оптимальне місце підключення газового редуктора випарника до патрубків системи охолодження на виході з блоку циліндрів (якщо це можливе за конструктивними ознаками будови системи охолодження двигуна ТЗ), це забезпечить

швидкий прогрів газового редуктора випарника, що дозволить швидше перейти двигуну ТЗ, з рідкого палива (бензин) на зріджене газове паливо без затраченого часу на прогрів усієї системи охолодження.

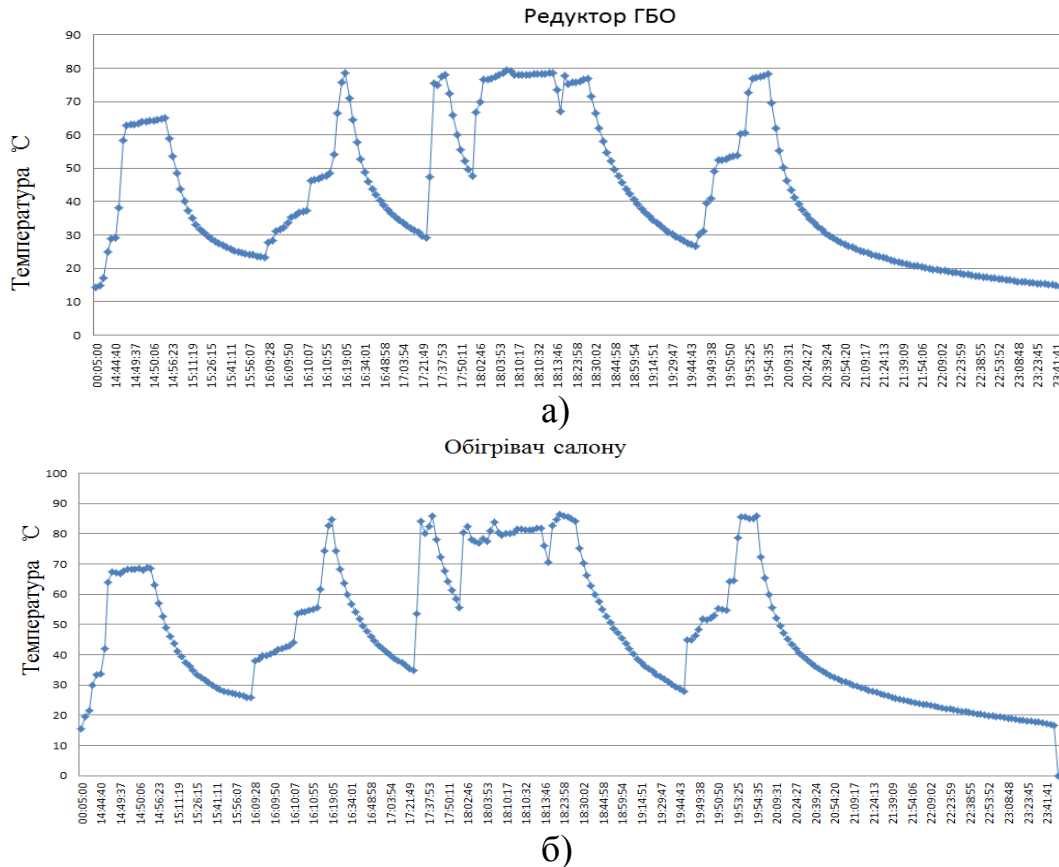


Рис. 4. Результати зміни параметрів температурного стану двигуна ТЗ в процесі прогріву і руху: температура охолоджуючої рідини редуктора ГБО (а); температура охолоджуючої рідини обігрівача салону (б)

Інший варіант більш довший в часі прогріву, це підключення газового редуктора випарника до патрубків радіатора обігрівача салону ТЗ, дозволить провести передпусковий прогрів системи охолодження разом з редуктором випарником, та дозволить провести перехід системи живлення прогрітого двигуна на зріджене газове паливо.

Самий неефективний варіант підключення газового редуктора випарника до системи охолодження ДВЗ ТЗ, це підключення паралельно дросельної заслінки. Даний вид підключення використовується на двигунах ТЗ, на яких за конструктивними параметрами системи охолодження немає можливості підключити газовий редуктор на виході з блоку двигуна або паралельно обігрівача салону. Можливо також рекомендувати встановлення та підключення теплового акумулятора фазового переходу для передпускового прогріву ДВЗ ТЗ, та підтримання заданої температури системи охолодження, а також своєчасного переходу системи живлення на

зріджене газове паливо для покращення екологічних параметрів роботи двигуна ТЗ. У разі встановлення теплового акумулятора фазового переходу, можлива економія палива двигуна транспортного засобу в залежності від варіанту прогріву ТЗ, графічне зображення витрати палива зображено на (рис. 5).

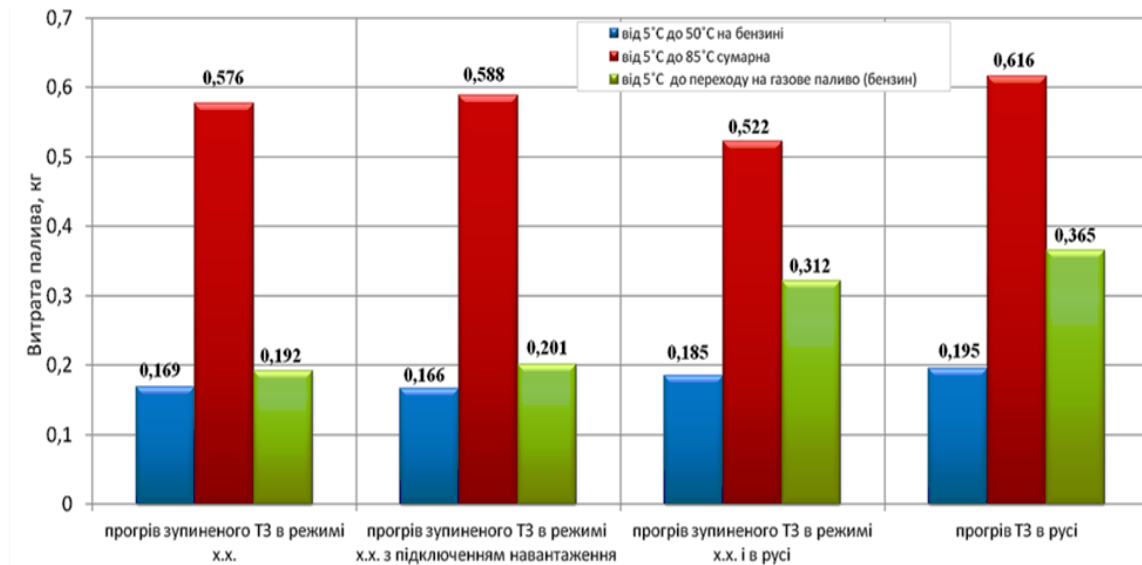


Рис. 5. Результати зміни витрати палива в залежності від варіанту прогріву

За результатами зміни температурних параметрів двигуна ТЗ працюючого на зрідженому газовому паливі були проведені розрахунки витрати палива в залежності від варіанту прогріву ТЗ.

Перший варіант це прогрів зупиненого ТЗ в режимі холостого ходу, при даному режимі були отриманні данні витрати палива на прогрів ТЗ:

- Робота двигуна на бензині до температури 50 °С, витрата палива за цей період - 0,168952 кг;

- Робота двигуна на газі та бензині до температури 85 °С, сумарна витрата палива за цей період - 0,576271 кг;

- Перехід на газове паливо відбувся при 55 °С, витрата бензину за період роботи двигуна склала - 0,192243 кг.

Другий варіант це прогрів зупиненого ТЗ в режимі холостого ходу з підключенням навантаження, при даному режимі були отриманні данні витрати палива та затраченого часу на прогрів ТЗ:

- Робота двигуна на бензині до температури 50 °С, витрата палива за цей період - 0,165935 кг;

- Робота двигуна на газі та бензині до температури 85 °С, сумарна витрата палива за цей період - 0,588119 кг;

- Перехід на газове паливо відбувся при 57 °С, витрата бензину за період роботи двигуна склала - 0,201033 кг.

Третій варіант це прогрів зупиненого ТЗ в режимі холостого ходу і в русі:

- Робота двигуна на бензині до температури 50 °С, витрата палива за цей період - 0,185231 кг;
- Робота двигуна на газі та бензині до температури 85 °С, сумарна витрата палива за цей період - 0,522552 кг;
- Перехід на газове паливо відбувся при 66 °С, витрата бензину за період роботи двигуна склала - 0,312344 кг.

Четвертий варіант це прогрів ТЗ у русі:

- Робота двигуна на бензині до температури 50 °С, витрата палива за цей період - 0,195008 кг;
- Робота двигуна на газі та бензині до температури 85 °С, сумарна витрата палива за цей період - 0,616861 кг;
- Перехід на газове паливо відбувся при 69 °С, витрата бензину за період роботи двигуна склала - 0,365304 кг.

Висновки.

Під час розгляду особливостей теплової підготовки транспортного двигуна було отримано експериментальні залежності теплової підготовки двигуна у різних частинах системи охолодження транспортного двигуна з встановленою газовою апаратурою.

Також було визначено експериментальним шляхом оптимальне місце встановлення газового редуктора випарника у систему охолодження двигуна ТЗ, в якому його робота буде найбільш ефективною. Експериментальним шляхом підтверджено зниження витрати палива в залежності від варіанту прогріву ДВЗ транспортного засобу. Отримані результати, можуть бути корисними для науковців та фахівців транспортних підприємств які займаються переобладнанням ДВЗ на газове паливо. Впровадження отриманих результатів сприятиме оновленню та розробці нових систем теплової підготовки двигунів ТЗ, працюючих на зрідженому газовому паливі на основі теплових акумуляторів фазового переходу.

Література:

1. Адров Д.С., Грицук І.В., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур: Збірник наукових праць ДонІЗТ. №27, ДонІЗТ, Донецьк, 2011. 117 – 125 с.
2. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой: СПб: Наука, 2002. 145 с.

3. Волков В.П., Грицук І.В., Гутаревич Ю.Ф., Александров В.Д. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування. - Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2015. 314 с.
4. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация дизельных установок. Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
5. Грицук І.В., Вербовський В.С., Погорлецький Д.С., Марченко В.В., Михайлов Р.І. Особливості математичного моделювання теплової підготовки транспортного двигуна за допомогою теплового акумулятора і методики її використання. Матеріали V міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Автомобіль і електроніка. Сучасні технології», 20-21 листопада Харків: ХНАДУ, 2017.С. 28 – 29.
6. Gritsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., and Volkov, V., "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator," SAE Technical Paper 2016-01-0204, 2016, doi:10.4271/2016-01-0204.
7. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля с учетом полного жизненного цикла. Автомобильная промышленность. 2000. №11. С. 7-12.
8. Ковалёв С.А. Разработка электронной системы управления газовыми ДВС, переоборудованными на базе транспортных дизелей для работы на сжиженном нефтяном газе. Двигатели внутреннего сгорания. 2018. № 2. С. 55 – 61.
9. Золотницкий В.А. Новые газотопливные системы автомобилей. Под научн. ред. С.Н. Погоробного. – Москва: Издательский дом третий Рим, 2005. 64 с.
10. Худяков І. В., Грицук І. В., Погорлецький Д. С., Манжелей В.С. Інформаційна система моніторингу комплексу експлуатації транспортного засобу. Матеріали VII-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції “Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту”, ВНТУ, Вінниця, 8-10 квітня 2019.- Р. 129-132.
11. Грицук І. В., Погорлецький Д. С., Худяков І. В., Симоненко Р.В., Володарець М.В. Особливості теплової підготовки і моніторингу процесів експлуатації двигунів транспортних засобів, працюючих на зрідженому газовому паливі. Збірник тез доповідей 2 міжнародної науково-практичної конференції «автомобільний транспорт та інфраструктура». м. Київ, Україна, 11–13 квітня 2019. - Р. 97-100.

12. Грицук І. В., Погорлецький Д. С. Измерительный комплекс для исследования работы транспортного средства с двигателем работающим на сжиженном газовом топливе оборудованным системой тепловой подготовки в условиях эксплуатации средствами ITS. Материалы международной-научно практической конференции. Автомобиле и тракторостроение. – Белоруссия. Минск, БНТУ, 2018.

13. GPS трекер «Teltonika-FMB900». [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: https://www.euromobile.com.ua/product_item.php/ (дата звернення: 02.03.2020).

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОЙ ПОДГОТОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Погорлецький Д. С., Матейчик В. П., Поливинчук А. П.,
Володарец Н. В., Цюман Н. П.

Аннотація - ефективність функціонування транспортних засобів, як складної технічної системи, залежить від їх технічного стану. В зв'язі з цим виникає потреба управління тепловим станом транспортного двигача в умовах експлуатації на основі даних, отриманих в процесі моніторингу його основних параметрів. Обезпечення теплової підготовки транспортного двигача працюючого на зрідженому газовому паливі залежить від своєчасності і контролюємості теплових процесів, потребує наявності системи моніторингу теплових параметрів роботи двигача транспортного засобу. Для цього цілесобразно враховувати інформацію системи OBD (On Board Diagnostic), в тому числі отриману скануванням пам'яті електронного блоку управління (ЕБУ) ТС спеціальними технологічними засобами. В статті приведені особливості установки датчиків температури і зміни температури в системі охолодження транспортного двигача. Показано зміну витрати палива транспортного засобу в залежності від варіанта прогріву двигача в умовах експлуатації.

Ключові слова – Транспортне засіб, двигач внутрішнього згорання, витрати палива, система моніторингу, параметри теплової підготовки.

FEATURES OF THERMAL PREPARATION OF THE TRANSPORT ENGINE IN OPERATING CONDITIONS

Pohorletskyi D., Mateichyk V., Polivinchuk A.,
Volodarets M., Tsuman M.

Summary

The performance of vehicles as a complex technical system depends on their technical condition. In this regard, there is a need to control the thermal state of the transport engine under operating conditions based on the data obtained during the monitoring of its basic parameters. Ensuring the thermal preparation of a liquefied gas fuel transport engine depends on the timeliness and controllability of the thermal processes, which requires a system for monitoring the thermal performance of the vehicle engine. For this purpose it is advisable to take into account the OBD (On Board Diagnostic) system information, in particular, obtained by scanning the memory of the electronic control unit (ECU) of the vehicle with special technological means. The article describes the features of the installation of temperature sensors and temperature changes in the cooling system of the transport engine. The change in the fuel consumption of the vehicle depending on the variant of warming up the engine under operating conditions is shown.

When using the gas injection system, additional fixation and investigation of the coolant parameters in the vehicle's engine cooling system are required. Carrying out studies of a gasoline vehicle equipped with a gas injection system, caused by the peculiarities of the thermal preparation of the vehicle in the period after the start-up warm-up and the features of starting the gas injection system. For additional information about the temperature parameters of the vehicle's engine cooling system and the liquefied gas fuel supply system, additional temperature sensors are used, which are connected to the scanner controller (communicator), the locations of the additional temperature sensors are selected according to the vehicle's cooling system. and an additional connected gas gearbox of the gas fuel evaporator.

Keywords – Vehicle, internal combustion engine, fuel consumption, monitoring system, thermal training parameters.

УДК 681.518.5

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-298-309

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ДИСТАНЦІЙНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Волков В. П., д.т.н.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Грицук І. В., д.т.н.

Худяков І. В.

Херсонська державна морська академія

Симоненко Р. В., к.т.н.

Національний транспортний університет

Володарець М. В., к.т.н.

Український державний університет залізничного транспорту

Тел. +380 (099)0535874

Анотація – на сьогоднішній день особливе значення отримує безпека перевезень та режими роботи водія. Задачею роботи є удосконалення способу дистанційного контролю, визначення працездатності та безпеки експлуатації транспортних засобів. Особливістю інформаційної системи моніторингу ТЗ оснащеною засобом реєстрації РПВВ є те, що вона розглядає особливості дистанційної перевірки РПВВ в сучасному ШК у процесі визначення параметрів технічного стану ТЗ. Додатково бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс дозволяє заміряти в умовах експлуатації велику кількість параметрів ТЗ з ДВЗ і проводити їх реєстрацію на віддаленому комп'ютері з використанням можливостей способу, що заявляється. Система призначена для вирішення виробничих завдань автомобільного транспорту щодо оптимізації роботи парку ТЗ і є комплексним рішенням щодо моніторингу і управлінню життєвого циклу на етапі експлуатації ТЗ. Вона забезпечує безперервний моніторинг ТЗ, РПВВ і фізичного стану водія при невеликих експлуатаційних витратах за рахунок використання сучасних технологій мобільного бездротового зв'язку і професійного навігаційно-зв'язного обладнання.

Ключові слова – Дистанційний моніторинг, режим праці та відпочинку водія, транспортний засіб.

Постановка проблеми – У відповідності до положень діючого законодавства України та підзаконних нормативних актів [1, 2] для

транспортних засобів (ТЗ), в тому числі для таких, що експлуатуються відповідно до вимог документів [3, 4, 5] при здійсненні організації технічної експлуатації ТЗ, перевізник повинен забезпечувати функціонування системи технічного обслуговування і ремонту ТЗ у повному обсязі та (або) отримувати відповідні послуги, які ґрунтуються на нормах [6, 7] з технічного обслуговування та ремонту ТЗ перевізника. В частині режимів праці та відпочинку водія (РПВВ), при цьому, особливе значення отримує безпека перевезень та режими роботи водія. Ці положення регламентуються Директивою №2002/15/ЄС Європейського Парламенту та Ради від 11 березня 2002 року про організацію робочого часу осіб, що здійснюють мобільну автотранспортну діяльність та Регламенту ЄС №1071/2009 Європейського Парламенту та Ради від 21 жовтня 2009 року, що запроваджує загальні правила стосовно умов допуску до роботи операторів автомобільних перевезень та скасування Директиви Ради №96/26/ЄС.

Аналіз останніх досліджень – Широко відомі системи CarinPhone (Латвія, Sanatels) [8], Карьер (Російська Федерація, ООО «ВИСТ Групп») [9], NaviFleet (Латвія, Geospars) [10], Caretrack (Швеція, Volvo Construction Equipment) [11], Dynafleet (Швеція, Volvo Group) [12] дозволяють здійснювати моніторинг, контроль і керування транспортними засобами, які пересуваються на всій території, де є мобільний зв'язок GPRS (*General Packet Radio Service*)/GSM (*Global System for Mobile Communications*). Всі перелічені системи, і більшість інших, менш розповсюджених, мають розвинений інтерфейс і дозволяють працювати з досить великими й складними мережами зв'язку.

Охоронно-інформаційна система дистанційного контролю транспортного засобу CarinPhone [8] призначена для роботи разом із штатною системою та дозволяє дистанційно контролювати безпеку зберігання автомобіля, а крім цього керувати деякими системами автомобіля за допомогою мобільних пристроїв (смартфонів, планшетних ПК з Android, iOS або Windows Phone 8). CarinPhone допомагає: визначати реальне місце розташування автомобіля або парку машин; переглядати історію переміщення автомобіля за вибраний період; автоматично прокласти найкоротший піший маршрут до автомобіля; переслати за електронною поштою або SMS координати місцезнаходження автомобіля; дистанційно заблокувати двигун; скориставшись WEB-додатком одержувати діагностичні дані з бортового комп'ютера автомобіля й доступні при комп'ютерній діагностиці в сервісних центрах, як в on-line режимі, так і за обраний період. Але система CarinPhone не спроможна здійснювати визначення

працездатності і управління експлуатацією транспортних засобів, а також не здатна здійснювати контроль за РПВВ.

Додаткові функції в частині експлуатації ТЗ є системи Caretrack [11] і Dynafleet [12]. Система NaviFleet оснащена засобами телематики [15] і має стандартний *API (Application programming interface)*-інтерфейс, що дозволяє інтегрувати дані, що одержані від засобів телематики в системи програмного забезпечення, наприклад, систему телематики вантажного автомобіля, систему керування вантажоперевезеннями й транспортом у цілому. Усі дані передаються будь-якому користувачеві й використовуються для оцінки ефективності роботи ТЗ, а також оцінки якості його керування водієм на основі: швидкості, характеристик водіння й споживання палива. Але система не здатна здійснювати контроль за РПВВ.

Існуючі системи моніторингу ТЗ не здатні дистанційно враховувати вплив РПВВ на виконання перевезень і можливість оперативного контролю технічного стану транспортного засобу [16]. Особливістю запропонованої авторами інформаційної системи моніторингу ТЗ, оснащеного тахографом [15 -19], є те, що вона здатна розглядати особливості дистанційної перевірки РПВВ в сучасному ІПК у процесі дистанційного визначення параметрів технічного стану ТЗ.

Постановка завдання – Основною задачею дослідження є удосконалення способу дистанційного контролю, визначення працездатності та безпеки експлуатації транспортних засобів (і їх двигунів) шляхом застосування серійного спеціалізованого обладнання, вірогіднісної математичної моделі, коректування умов експлуатації ТЗ й сучасних інформаційно-телекомунікаційних технологій, що дозволить підвищити достовірність та ефективність обробки інформації при здійсненні контролю і діагностування, одночасне визначення параметрів працездатності ТЗ та РПВВ, завдяки чому підвищиться якість управління експлуатацією транспортних засобів в оперативному режимі засобами ITS.

Основна частина – Поставлена задача вирішується наступними апаратними і організаційними заходами. У відповідності до запропонованого авторами способу дистанційного контролю, визначення працездатності та безпеки експлуатації ТЗ з двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ) [18-21] здійснюється (рис. 1) за допомогою системного оснащення датчиками і лініями системи стандарту OBD-II, адаптера (сканером) OBD-II, підключення до спряженого пристрою за допомогою USB, Wi-Fi, або Bluetooth й через встановлений бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс (ІДК), а крім цього, встановлених додаткових бортових датчиків і через трекер (контролер сканер-комунікатор) та встановлений засіб реєстрації РПВВ, з'єднання через GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS

(Satellite based Augmentation System), GPRS, Internet або локальну мережу з Web-сервером (в подальшому Internet), базою даних,

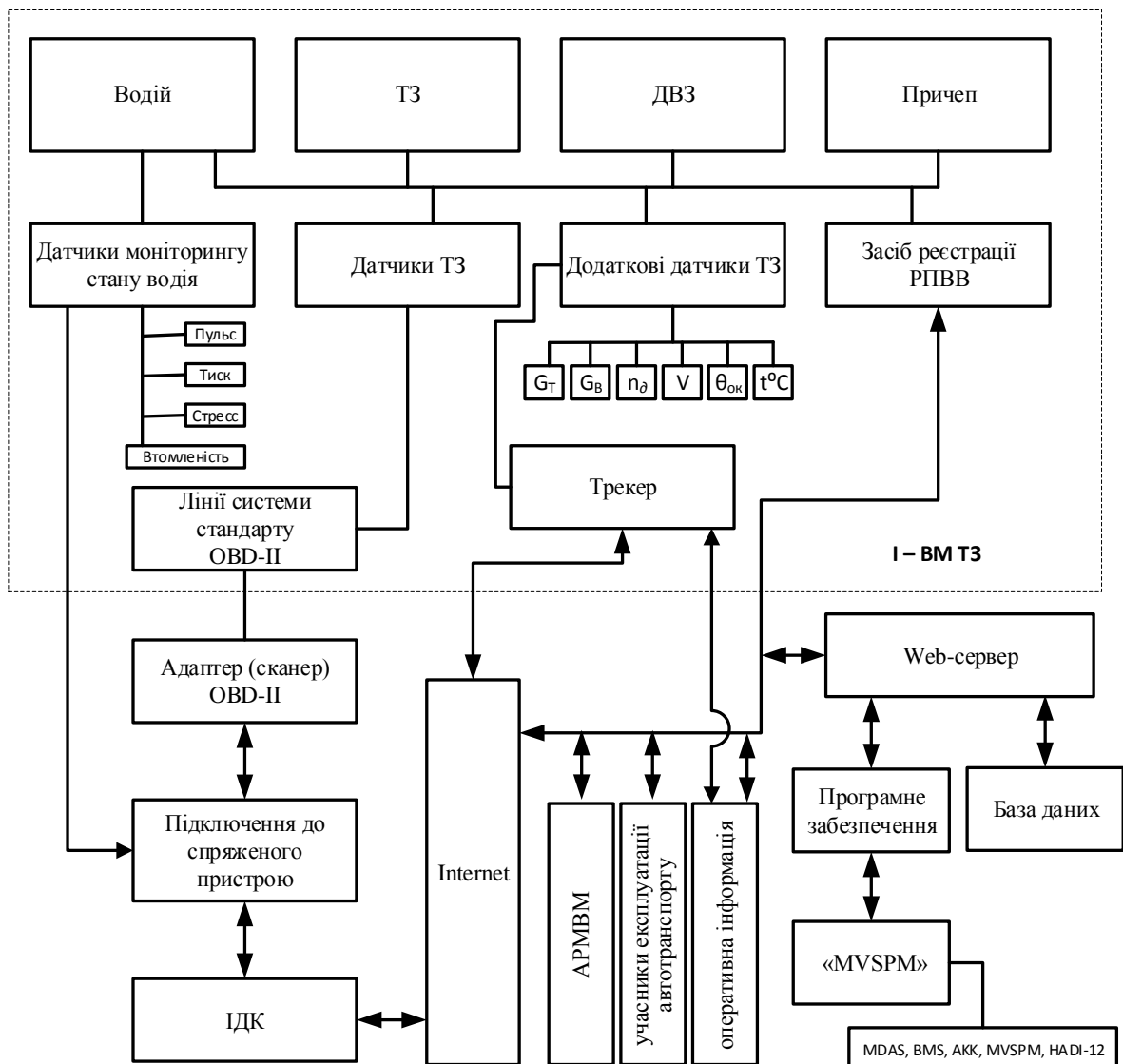


Рис. 1. Блок-схема інформаційного обміну між елементами для здійснення способу дистанційного контролю, визначення працездатності і управління експлуатацією ТЗ:

де ARMBM – автоматичне робоче місце внутрішньої мережі;
MVSPM - система управління безпекою експлуатації і працездатності засобів транспорту

програмним забезпеченням, інтелектуальним програмним комплексом «Система управління безпекою експлуатації і працездатності засобів транспорту» («Motor Vehicle Safety and Performance Management» (в подальшому – «MVSPM»). Отримана оперативна інформація передається через Internet до учасників процесу експлуатації транспорту і на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі (ARMBM) і зворотно.

Також структура функціональних можливостей бортового інтелектуального діагностичного комплексу включає системну взаємодію і обмін інформацією в межах існуючих стандартних протоколів з датчиками ТЗ, поєднаними спеціальними дротовими лініями зв'язку: *K-line*, *L-line* і *CAN* лініями, можливість роботи з різними інтерфейсами програмних комплексів, ідентифікацію ТЗ в потоці ТЗ, передачу даних, взаємодію між функціями, експлуатацію ТЗ з ДВЗ [18-21]. Це, в свою чергу, передбачає визначення параметрів ТЗ з ДВЗ в роботі та їх зміну, ТО і ремонтів, можливість оцінювання працездатності ТЗ, визначення термінових (годинних) станів експлуатації ТЗ з ДВЗ, формування геозон в межах параметрів експлуатації ТЗ, безпеку експлуатації (відео-, фото-, аудіо-спостереження й фіксацію), навігацію (роботу з картами і з сервісами), вхід і вихід на програмні додатки серверу, обробка даних, допомогу водієві (інформування про похибки і несправності в роботі ТЗ, усунення похибок і несправностей на місті, передачу інформації про похибки і несправності в роботі в зовнішнє сховище інформації), оцінку впливу РПВВ на режимні параметри ТЗ.

Особливістю інформаційної системи моніторингу ТЗ оснащеною засобом реєстрації РПВВ є те, що вона (рис. 2) розглядає особливості дистанційної перевірки РПВВ за допомогою сучасного ІДК у процесі визначення параметрів технічного стану ТЗ з одночасним фіксуванням РПВВ. Бортовий ІПК дозволяє замірювати в умовах експлуатації велику кількість параметрів ТЗ з ДВЗ і проводити їх реєстрацію на віддаленому комп'ютері з використанням можливостей способу реєстрації [18-20]. При цьому забезпечується отримання необхідних відповідей на запити ІДК щодо координат ТЗ (з виділенням геозон), витрати палива; швидкості; часу, впродовж якого ТЗ знаходиться в русі або в стані зупинки, РПВВ, у вигляді відповідних звітів. За допомогою вірогіднісної математичної моделі ІДК, проводиться оцінка роботоздатності ТЗ з коректуванням умов експлуатації ТЗ у відповідності до вимог до ТЗ і умов його експлуатації, а також відбувається оцінка безпеки експлуатації ТЗ з урахуванням РПВВ.

Таким чином, дистанційне визначення працездатності, безпеки експлуатації транспортних засобів і РПВВ забезпечується в повному обсязі шляхом застосування спеціалізованого обладнання, що випускається серійно, вірогіднісної математичної моделі ІК, дистанційного коректування умов експлуатації ТЗ й сучасних інформаційно-телекомунікаційних технологій, що, на думку авторів, підвищить достовірність та ефективність обробки інформації при здійсненні контролю і діагностування автомобіля і його двигуна, визначення параметрів працездатності ТЗ в умовах експлуатації. Саме завдяки цьому підвищиться якість дистанційного управління

експлуатацією транспортних засобів в оперативному режимі в умовах сучасних засобів ITS.

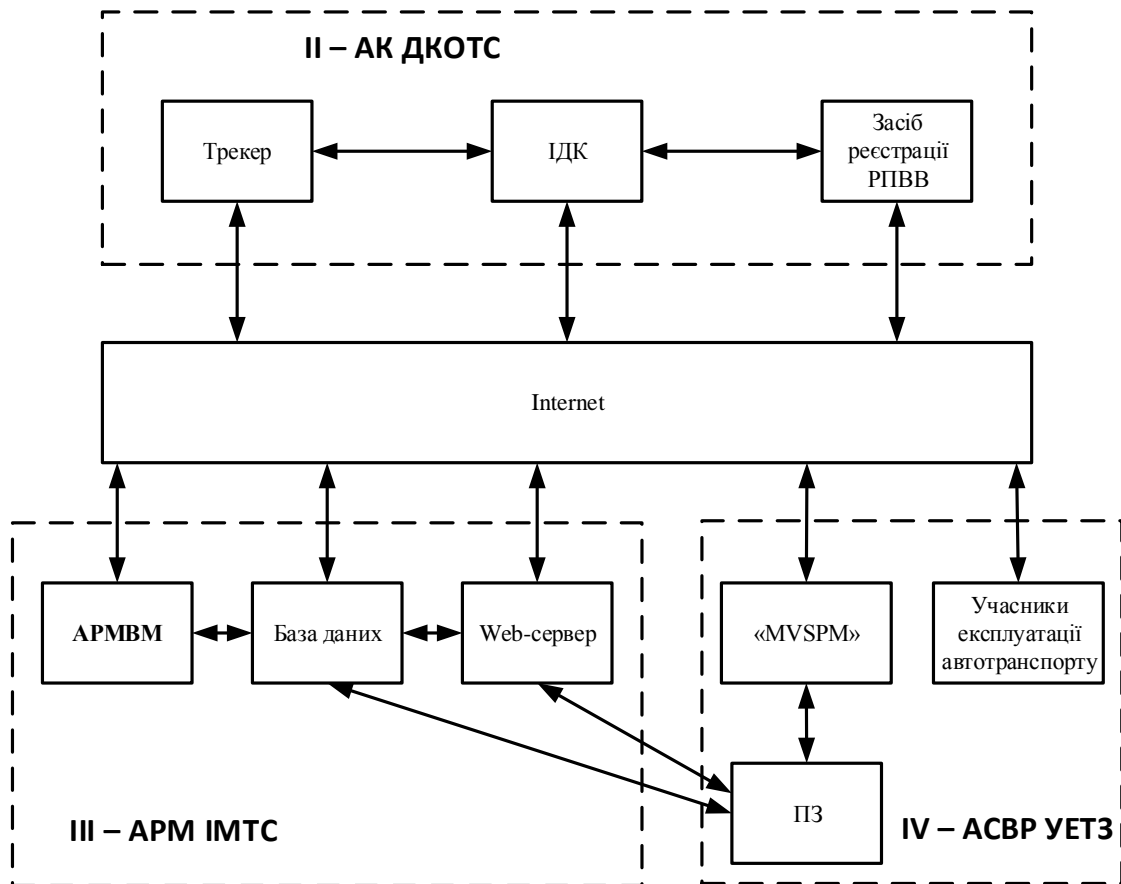


Рис. 2. Блок-схема інформаційного обміну між сукупностями елементів дистанційного контролю визначення РПВВ, працездатності і управління експлуатацією ТЗ

Водій, ТЗ з ДВЗ, причеп ТЗ, датчики, лінії системи стандарту OBD-II утворюють сукупність (Рис. 1) I – ВМ ТЗ (внутрішні мережі ТЗ). Контролер сканер-комунікатор (трекер), бортовий інтелектуальний діагностичний комплекс і засіб контролю РПВВ утворюють сукупність (Рис. 2) II – АК ДКОТС (автоматизований комплекс дистанційного контролю і обстеження технічного стану водія, причепа, РПВВ, ДВЗ і ТЗ). Web-сервер, база даних і автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі утворюють сукупність (рис. 2) III – АРМ ІМТС (автоматизоване робоче місце інженера-механіка технічної служби). Програмне забезпечення, інтелектуальний програмний комплекс «MVSPM» [16, 17] і учасники процесу експлуатації автотранспорту утворюють сукупність (Рис. 2) IV – АСВР УЕТЗ (автоматизована система визначення працездатності й управління експлуатацією транспортних засобів).

За допомогою адаптера (сканера) *OBD-II* (для ТЗ, що обладнані системами стандарту *OBD-II*) для зчитування інформації про параметри ДВЗ, ТЗ і причепа (Рис. 1) сукупності *I* – ВМ ТЗ (внутрішні мережі ТЗ) з датчиків через адаптер (сканер) *OBD-II* отримана інформація через підключення до спряженого пристрою за допомогою *USB* або *Wi-Fi*, або *Bluetooth* (Рис. 1) і ІДК сукупності (Рис. 2) *II* – АК ДКОТС (автоматизований комплекс дистанційного контролю і обстеження технічного стану ДВЗ, причепа і ТЗ), що включає в себе крім контролера сканера-комунікатора (трекера) ще ІДК, й *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу (Рис. 1, 2) передається на *III* – АРМ ІМТС (автоматизоване робоче місце інженера-механіка технічної служби), де передається в *Web*-сервер і базу даних і, в залежності від поставленої задачі, в процесі експлуатації ТЗ – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі (Рис. 1 і 2).

За допомогою контролера сканера-комунікатора (трекера) (для ТЗ, які не обладнані системами стандарту *OBD-II*) для зчитування інформації про параметри ДВЗ, причепа і ТЗ (Рис.1) сукупності *I* – ВМ ТЗ з додаткових датчиків, а саме витрати палива G_T , витрати повітря G_B , частоти обертання n_D ДВЗ, швидкості V ТЗ, куту повороту $\theta_{ок}$ органу керування, температури охолоджуючої рідини $t^{\circ}C$ ДВЗ тощо через контролер сканер-комунікатор (трекер) сукупності *II* – АК ДКОТС (Рис. 2), що включає в себе крім контролера сканера-комунікатора (трекера) ще ІДК, отримана інформація через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу (Рис. 1, 2) передається на *III* – АРМ ІМТС, де передається в *Web*-сервер, в базу даних і, в залежності від поставленої задачі в процесі експлуатації ТЗ – на автоматизоване робоче місце внутрішньої мережі.

За аналогією з описаним вище здійснюються функції пристрою для моніторингу РПВВ. Данні про фізичний стан водія отримуються з додаткових датчиків моніторингу водія (пульс, тиск, стрес, втомленість), що встановлюються додатково.

В залежності від підключення (відключення) в роботу автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі система дистанційного контролю, визначення РПВВ, працездатності і управління експлуатацією транспортних засобів може працювати в автоматизованому (автоматичному) режимі. Різниця полягає в тому, чи буде підключатися інтелектуальний програмний комплекс «MVSPM», а також, чи буде здійснюватись коректування оцінки спектра умов експлуатації ТЗ і РПВВ. З *Web*-сервера і бази даних отримана інформація передається в програмне забезпечення, а через *GPS*, *a-GPS*, *ГЛОНАСС*, *SBAS*, *GPRS*, *Internet* або локальну мережу в інтелектуальний програмний комплекс «MVSPM» і до учасників процесу експлуатації автотранспорту структури *IV* – АСВР УЕТЗ

(автоматизована система визначення працездатності й управління експлуатацією транспортних засобів). Принцип роботи устаткування ІК заснований на можливості визначення параметрів РПВВ, ДВЗ, причепу і ТЗ, точного визначення місця розташування і стану кожного ТЗ і обміну цією інформацією з сукупністю III – АРМ ІМТС. Визначення місця розташування і точного часу виконується GPRS приймачем ІК за параметрами, прийнятими від навігаційних супутникових систем.

Обмін інформацією між III – АРМ ІМТС й IV – АСВР УЕТЗ і комплектом II – АК ДКОТС здійснюється через GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальну мережу (Рис. 2). Використання GPS, a-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet або локальної мережі дозволяє передавати як цифрові і відео -, так і голосові дані. ІДК є інтелектуальним пристроєм і може самостійно вирішувати задачі контролю РПВВ, технічних параметрів ТЗ з ДВЗ в процесі руху. У пам'ять пристрою закладаються вихідні дані: маршрут руху ТЗ, тимчасові параметри проходження контрольних ділянок (графік руху), допустимі не критичні відхилення від маршруту і графіка руху (з можливістю інформування водія), критичні відхилення від маршруту і графіка руху (з можливістю інформування водія і диспетчера), умови інформування диспетчера про стан ТЗ та їх місце розташування, а крім цього параметри причепу, ТЗ і ДВЗ та РПВВ. Порівняння даних про місце розташування ТЗ і заданих критеріїв роботи дозволяє пристрою самостійно приймати рішення про інформування як водія, так і працівника автоматизованого робочого місця внутрішньої мережі й учасників процесу експлуатації автотранспорту про відхилення заданих параметрів. При цьому для зручності оперативного управління здійснюється двосторонній зв'язок.

Висновки.

Сформована система дистанційного визначення працездатності, контролю РПВВ та безпеки експлуатації транспортних засобів, яка призначена для вирішення виробничих завдань автомобільного транспорту щодо оптимізації роботи парку ТЗ. Система є комплексним рішенням в частині моніторингу і управлінням життєвим циклом ТЗ на етапі його експлуатації. При цьому забезпечується безперервний моніторинг ТЗ, РПВВ і фізичного стану водія при невеликих експлуатаційних витратах за рахунок використання сучасних технологій мобільного бездротового зв'язку і професійного навігаційно-зв'язного обладнання, висока оперативність і повна конфіденційність оброблюваних системою даних

Література:

1. Про автомобільний транспорт. Закон України від 5 квітня 2001 року №2344-III (із змінами в редакції від 23.02.2006 р.).
2. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550.
3. Європейська угода, яка доповнює Конвенцію про дорожній рух, відкрита для підписання у Відні 08 листопада 1968 року.
4. Зведена резолюція стосовно конструкції транспортних засобів (СР.3) - (ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.2 від 30 червня 2011 року - документ Європейської економічної комісії ООН).
5. Угода про прийняття єдиних умов періодичних технічних оглядів колісних транспортних засобів і про взаємне визнання таких, а також доданих до неї Приписів ЄЕК ООН.
6. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Наказ Міністерства транспорту України від 30 березня 1998 року № 102, зареєстрований в Міністерстві юстиції України 28 квітня 1998 року за N 268/2708.
7. Порядок перевірки технічного стану транспортних засобів автомобільними перевізниками. Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 05 серпня 2008 року № 974, зареєстрований в Міністерстві юстиції України 01 вересня 2008 року за № 794/15485.
8. Системы спутникового мониторинга, безопасности, контроля и управления [Электронный ресурс] // Sanatels. Машина, как на ладони - Режим доступа: <http://sanatels.panweb.com/ru/delivery/CarinPhone>. – 24.12.2013г.
9. Система диспетчеризации «Карьер» [Электронный ресурс] // ВИСТ Групп - Режим доступа: <http://vistgroup.ru/products/carier/>. – 24.12.2013г.
10. Система мониторинга транспорта NaviFleet [Электронный ресурс] // Geospars. - Режим доступа: <http://www.blackbug.lv/monitoring.php>. – 24.12.2013г.
11. Caretrack. Технический справочник обзор интерактивных функций [Электронный ресурс] // Volvo Construction Equipment - Режим доступа: http://www.google.com.ua/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=31&ved=0CCkQFjAAOB4&url=http%3A%2F%2Fwww.volvoce.com%2FSiteCollectionDocuments%2FVCE%2FDocuments%2520Europe%2520and%2520International%2Fparts%2520and%2520service%2FBrochure_CAR_rus_20019201-ELR.pdf&ei=5Lm5UrILGIXV4ASz14HoBQ&usq=AFQjCNffFW-UxpVQHZZvfjCQyZuIzi–24.12.2013г.

12. Функционал телематических систем на примере Volvo [Электронный ресурс] // Автострада - последние автомобильные новости. – Режим доступа: <http://avtostrada.info/funkcional-telematicheskix-sistem-na-primere-volvo.html>. – 24.12.2013г.

13. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. –Х.: Вища школа, 1984. –312 с.

14. Тартаковский. Э.Д. Методы оценки жизненного цикла тягового подвижного состава железных дорог: Монография / Э.Д. Тартаковский, С.Г. Грищенко, Ю.Е. Калабухин, А.П. Фалендыш. - Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2011. - 174 с. - ISBN 978-617-579-314-5.

15. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. Монография / Под редакцией Волкова В.П. / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В., Волков Ю.В., Комов Е.А. // Донецк: Изд-во «Ноулидж», 2013.–398с.

16. Худяков І.В. Особливості формування та аналізу інформаційних структур системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів у взаємодії з тахографом / Худяков І.В., Симоненко Р.В., Манжелей В.С., Черненко В.В. // Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики: монографія / Vlatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грицука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – с. 250-259.

17. Худяков І.В. Моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів // Луцький національний технічний університет «Наукові нататки» випуск 67, – Луцьк ЛНТУ, 2019 – с.141-148.

18. Волков В.П. Особливості моніторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / Волков В.П., Грицук І.В., Комов А.П., Волков Ю.В. // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 30, 416 с., с. 51-62.

19. Матейчик В.П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / Матейчик В.П., Волков В.П., Комов П.Б., Грицук І.В., Комов А.П. Волков Ю.В.// Науковий журнал «Управління проектами, системний аналіз і логістика». – К.: НТУ, 2014. – Випуск 13, 370 с., стор. 126-138.

20. Hahanov, V., Gharibi, W., Litvinova, E., Chumachenko, S. et al., "Cloud-Driven Traffic Monitoring and Control Based on Smart Virtual Infrastructure," SAE Technical Paper 2017-01-0092, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-01-0092>.

21. Волков В. П. Особенности мониторингу і визначення статусу несправностей транспортного засобу у складі бортового інформаційно-діагностичного комплексу / В. П. Волков, І. В. Грицук, А. П. Комов, Ю. В. Волков // Вісник Національного транспортного університету. - 2014. - № 30(1). - С. 51-62.

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ДИСТАНЦИОННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Грицук И. В., Волков В. П., Худяков И. В., Симоненко Р. В.,
Володарец М. В.

Аннотация – На сегодняшний день особое значение получает безопасность перевозок и режимы работы водителя. Задачей работы является совершенствование способа дистанционного контроля, определения работоспособности и безопасности эксплуатации транспортных средств. Особенностью информационной системы мониторинга ТС оснащенной средством регистрации РРОВ является то, что она рассматривает особенности дистанционной проверки РРОВ в современном ИПК в процессе определения параметров технического состояния ТС. Дополнительно бортовой интеллектуальный диагностический комплекс позволяет замерять в условиях эксплуатации большое количество параметров ТС с ДВС и проводить их регистрацию на удаленном компьютере с использованием возможностей способа, заявляется. Система предназначена для решения производственных задач автомобильного транспорта по оптимизации работы парка ТС и является комплексным решением по мониторингу и управлению жизненного цикла на этапе эксплуатации ТС. Она обеспечивает непрерывный мониторинг ТС, РРОВ и физического состояния водителя при небольших эксплуатационных расходах за счет использования современных технологий мобильной беспроводной связи и профессионального навигационно-связного оборудования.

Ключевые слова – Дистанционный мониторинг, режим труда и отдыха водителя, транспортное средство.

FEATURES OF FORMATION OF THE REMOTE DETERMINATION SYSTEM AND THE SAFETY OF OPERATION OF THE VEHICLES

Gritsuk I., Volkov V., Khudiakov I., Simonenko R., Volodarets M.

Summary

To date, safety and modes of operation of the driver are of particular importance. The task of the work is to improve the method of remote control, determination of the efficiency and safety of the operation of vehicles by using specialized equipment, commercially available, probabilistic mathematical model, adjusting the operating conditions of vehicles and modern information and telecommunication technologies, which will increase the reliability of information control and efficiency and diagnosing the car and its engine, determining the parameters of the performance of vehicles of the vehicle and the modes of work and rest of the driver in the operating conditions, which will improve the quality of operation of vehicles in the operational mode in the conditions of the information system. remote checking of modes of work and rest of the driver in the modern information and software complex in the process of determining the parameters of the technical condition of the transport O means. Additionally, the onboard Intelligent Diagnostic Complex allows to measure a large number of internal combustion engine vehicle parameters in operating conditions and to register them on a remote computer using the claimed method capabilities. The system is designed to meet the production challenges of road transport to optimize the operation of the vehicle fleet and is a comprehensive solution for monitoring and managing the life cycle at the stage of operation of the vehicle. It provides continuous monitoring of the vehicle, modes of work and rest of the driver and the physical condition of the driver at low operating costs due to the use of modern technologies of mobile wireless communication and professional navigation-related equipment.

Keywords – Remote monitoring, driver's mode of operation and rest, vehicle.

УДК 681.518.5

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-310-319

ОСОБЛИВІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ НОРМУЮЧИХ ПОКАЗНИКІВ РЕЖИМІВ ПРАЦІ ТА ВІДПОЧИНКУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА ТРАНСПОРТІ

Черненко В. В.,
Грицук І. В., д.т.н.,
Погорлецький Д. С.,
Дзигар А. К.,
Худяков І. В.,
Манжелей В. С.,
Херсонська державна морська академія
Тел. + 38 (050) 9070460

Анотація – В роботі розглядаються питання автоматизації виробничих процесів, посилення безпеки експлуатації транспортних засобів. Пошуку альтернативних шляхів збору та узагальнення інформації, для покращення контролю посадковими особами за належною організацією експлуатації транспортних засобів, планування режимів праці та відпочинку працівників, а також своєчасного прийняття рішення щодо визначення потреби в обслуговуванні чи ремонті транспортних засобів.

Представлено огляд існуючої нормативно-правової бази у сфері регулювання і планування робочого часу та часу на відпочинок на різних видах транспорту в умовах експлуатації.

Висвітленні основні принципи нормування робочого часу та відпочинку в процесах керування транспортними засобами.

Ключові слова – нормативно-правова база, директиви ЄС, міжнародна організація праці, тривалість робочого часу та часу на відпочинок, персонал, транспортна система, інформаційні технології, автоматизація процесів експлуатації та управління транспортним засобом, фізичний та розумовий стан працівників.

Постановка проблеми – Постійний розвиток науки і техніки, застосування інформаційних технологій, автоматизація процесів експлуатації та управління транспортним засобом, потребує посилення вимог до відповідальності та виконання функціональних обов'язків членів екіпажів, водіїв, операторів тощо.

У процесі використання даних про транспортні засоби за призначенням, актуальною постає питання у забезпеченні їх експлуатаційної безпеки на усіх основних режимах технічної експлуатації. Невід'ємною складовою, саме безпеки на транспорті, є питання, що пов'язані з режимами праці і відпочинку працівників.

Аналіз останніх досліджень – В умовах експлуатації засобів транспорту, значна увага приділяється людському фактору що, в свою чергу, пов'язано з професійним вигорянням. У зв'язку з вищезазначеним, важливим є планування режимів праці і відпочинку для складних технічних транспортних засобів або складних умов їх експлуатації.

Питання нормування робочого часу і відпочинку регламентуються на наступних рівнях: міжнародному універсальному, регіональному рівні та національним законодавством держав. З метою захисту здоров'я працівників та організації виробничих процесів експлуатації транспорту мінімальні стандарти робочого часу та часу відпочинку врегульовано і в законодавстві ЄС [1].

Постановка завдання – Керування складними системами, пов'язаних з фізичним та розумовим станом працівників, має прояв у застосуванні комплексів автоматизованого управління та контролю. Облік та ведення технічної документації в сфері експлуатації транспортних засобів спонукає до пошуку альтернативних шляхів збору та узагальнення інформації, для покращення контролю посадовими особами за належною організацією експлуатації транспортних засобів, планування режимів праці та відпочинку працівників, а також своєчасного прийняття рішення щодо визначення потреби в обслуговуванні чи ремонті транспортних засобів.

Основна частина – Управління транспортною системою є набір заходів, спрямованих на ефективне її функціонування шляхом координації, організації, впорядкування складових елементів, як між собою, так і з зовнішнім середовищем в умовах експлуатації.

Специфіка експлуатації транспортних засобів, використання сучасних інформаційних технологій, потребує розробки методів інформаційного забезпечення, для отримання достовірної інформації про технічний стан транспортних засобів, компетентність працівників їх розумовий та фізичний стан, а також контроль за якістю і своєчасністю проведення організаційно-технічних заходів з технічної діагностики та ремонту транспортних засобів в умовах експлуатації.

Право кожного працівника, в частині роботи засобів транспорту, на встановлення максимального робочого часу та часу відпочинку закріплено у п. 2 ст. 31 Хартії основних прав ЄС, а саме: кожен працівник має право на обмеження максимальної тривалості робочого часу, на щоденний та щотижневий відпочинок, а також на щорічну

оплачувану відпустку. Деталізація цього положення міститься у Директиві Європарламенту та Ради 2003/88/ ЄС "Про деякі аспекти організації робочого часу", яка є основним документом ЄС, що регулює питання робочого часу та часу відпочинку працівників в умовах експлуатації транспорту [1].

Основні вимоги до умов зайнятості, нормування робочого часу та часу відпочинку на різних видах транспорту в умовах експлуатації наступні (за видами транспорту) і показані:

- в судноплавстві: в розділі 2 Конвенції про працю в морському судноплавстві; Директиві 1999/63/ЄС; Положенні про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України [3] (див. табл. 1).

- у дорожньо-транспортній сфері: Директива 2002/15/ЄС, Регламент 561/2006, Положення про робочий час та час відпочинку водіїв колісних транспортних засобів [4] (див. табл. 2);

- цивільній авіації: Директива 2000/79/ЄС, Правила нормування робочого часу та часу відпочинку екіпажів повітряних суден цивільної авіації України [5] (див. табл. 3);

- залізничному транспорті: Директива 2005/47/ЄС, Наказ Укрзалізниці від 10.03.1994 р. №40-Ц Особливості регулювання робочого часу і часу відпочинку окремих категорій працівників залізничного транспорту, робота яких безпосередньо пов'язана із забезпеченням безпеки руху поїздів і обслуговуванням пасажирів [6] (див. табл. 4).

Таблиця 1 – Зведені норми робочого часу в залежності від умов праці на морському та річковому транспорті

№ з/п	Умови праці	Норми робочого часу
1	2	3
1	Для членів екіпажів суден морського і річкового транспорту установлюється п'ятиденний з двома вихідними днями - у суботу й неділю. Тривалість робочого дня напередодні святкових і неробочих днів.	40-годинний робочий тиждень 8 годин 7 годин
2	Для тих, хто працює в шкідливих та важких умовах праці, за результатами атестації робочих місць за умовами праці, установлюється скорочена тривалість робочого часу.	не більше 36 годин на тиждень.

1	2	3
3	Тривалість щоденного відпочинку членів екіпажів морських суден та суден внутрішнього плавання має становити.	від 12 до 16 годин
4	Тризмінний. На суднах із цілодобовою роботою під час експлуатації	8-годинний графік вахт
5	Дво- або однозмінний графік вахт. На суднах, які експлуатуються не цілодобово.	Двозмінний графік роботи до 12 годин.
6	З урахуванням кліматичних, погодних та інших умов робочий час може бути встановлений між 6-ю та 20-ю годинами доби. Для членів екіпажів, які не несуть вахту.	з 8 до 17 години з перервою на обід до однієї години.

Таблиця 2 – Зведені норми робочого часу в залежності від умов праці водіїв колісних транспортних засобів

№ з/п	Умови праці	Норми робочого часу
1	Нормальна тривалість робочого часу водіїв не повинна перевищувати.	48 годин
2	Змінний період керування водія не повинен перевищувати, включаючи надурочні роботи.	9 годин
3	Для водіїв ТЗ, що здійснюють перевезення великовагових, та (або) великогабаритних, та (або) небезпечних вантажів не повинен перевищувати, включаючи надурочні роботи.	8 годин

Таблиця 3 - Зведені норми робочого часу в залежності від умов праці екіпажів повітряних суден цивільної авіації України

№ з/п	Умови праці	Норми робочого часу
1	2	3
1	Для членів екіпажу, який складається з одного пілота.	8 годин.
2	Для членів екіпажу, який складається з двох і більше членів.	12 годин

1	2	3
3	Для льотного складу, який зайнятий на авіаційних роботах у народному господарстві, робочий день може бути поділений на частини з тією умовою, щоб загальна тривалість робочого дня не перевищувала.	10 годин

Таблиця 4 – Зведені норми робочого часу в залежності від умов праці на залізничному транспорті

№ з/п	Умови праці	Норми робочого часу
1	2	3
1	<p>Тривалість безперервної роботи локомотивних бригад може встановлюватись.</p> <p>В змінах, розділених на частини, загальна тривалість робочого часу не повинна перевищувати</p> <p>Локомотивним бригадам поїздів метрополітену протягом зміни можуть встановлюватись регламентовані перерви для відпочинку та харчування через від початку роботи.</p> <p>Рекомендована тривалість цих перерв.</p> <p>Перерви на особисті потреби, які включені в робочих час, належить надавати, як правило, через кожні тривалістю.</p> <p>При тривалості оперативної роботи в зміні від 7 годин до 7 годин 30 хвилин, повинна надаватися перерва 15-20 хвилин за 1,5-2 години до закінчення зміни.</p> <p>Сумарна тривалість безперервної роботи локомотивних бригад до і після відпочинку не повинна перевищувати.</p>	<p>не більше 8 годин 30 хвилин.</p> <p>12 годин.</p> <p>3,0-4,5 годин</p> <p>25-45 хвилин</p> <p>2,0-2,5 години</p> <p>роботи до 15 хвилин.</p> <p>10 годин.</p>
2	Тривалість безперервної роботи провідників пасажирських вагонів в рейсі повинна бути не більше Максимальна тривалість роботи за робочу добу не може бути більше.	<p>12 годин</p> <p>16 годин</p>

1	2	3
3	<p>Тривалість поїздки бригади рефрижераторного поїзду (секції), як правило, не повинна перевищувати</p> <p>Тривалість поїздки більше цього терміну може бути встановлена, якщо на момент зміни бригади рефрижераторний поїзд (секція) знаходиться в завантаженому стані або прямує в депо приписки, а в разі згоди бригади і на більший строк.</p> <p>При обслуговуванні рефрижераторних секцій трьома робочими одиницями, тривалість роботи кожного механіка по графіку не повинна перевищувати.</p> <p>При обслуговуванні рефрижераторної секції бригадою в дві одиниці робочий час за добу кожного члена бригади в рейсі і за час знаходження в резерві Укрзалізниці враховується.</p>	<p>45 діб.</p> <p>до 15 діб</p> <p>12 годин за добу</p> <p>до 15 годин</p>

Таблиця 5 – Порівняльна таблиця урахування умов праці при плануванні норм робочого часу на транспортних засобах

Вид транспорту	Морський та річковий транспорт	Колісний транспорт	Повітряні судна цивільної авіації	Залізничний транспорт
Умови праці				
1	2	3	4	5
Нормальна тривалість робочого часу	+	+		
Тривалість безперервної роботи	+			+
Тризмінний, дво- або однозмінний графік вахт.	+			
Шкідливі та важкі умови праці	+			
Урахування кліматичних, погодних та інших умов	+			
Змінний період керування		+		+

1	2	3	4	5
Тривалість щоденного відпочинку	+			
Перевезення великовагових, великогабаритних, небезпечних включаючи надурочні роботи.		+		
З урахуванням кількості членів екіпажів		+	+	+

З результатів аналізу у табл. 5 видно, що при плануванні робочого часу на різних видах транспорту в умовах експлуатації, не всі особливості планування умов праці враховані і мають нормативне підґрунтя. Також, постає питання щодо автоматизації та пошуку методів інформаційного забезпечення питань пов'язаних з плануванням режимів праці та відпочинку на транспортних засобах в умовах експлуатації. Для цього виникає нагальна проблема автоматизації вказаних процесів та їх планування.

Висновки.

Невід'ємною складовою комплексної автоматизації управління експлуатацією засобами транспорту, забезпечення їх експлуатаційної безпеки на усіх її основних режимах є питання, які пов'язані з плануванням робочого часу працівників. Розглянуті основні положення нормативно-правових документів щодо планування робочого часу та часу відпочинку в умовах експлуатації засобів транспорту (в залежності від виду транспорту) і організації технологічних процесів з участю працівників. Систематизовано норми часу за видами транспортних засобів з урахуванням режимів експлуатації. Обґрунтовано необхідність розробки інформаційних моделей планування робочого часу та часу відпочинку працівників транспорту в умовах експлуатації.

Література:

1. Матеріальне право Європейського союзу. Регламентация робочого часу та часу відпочинку в праві ЄС [Електрон. ресурс] / https://pidruchniki.com/92299/pravo/reglamentatsiya_robochogo_chasu_chasu_vidpochinku_pravi - 01.03.2020 р.

2. Конвенція Міжнародної організації праці 2006 року про працю в морському судноплавстві. [Електрон. ресурс] / URL: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/993_519 - 01.03.2020
3. Положення про робочий час та час відпочинку плаваючого складу морського і річкового транспорту України [Електрон. ресурс] / <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0445-12> - 02.03.2020 р.
4. Положення про робочий час та час відпочинку водіїв колісних транспортних засобів Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 07.06.2010 N 340 [Електрон. ресурс] / <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0811-10> - 03.03.2020 р.
5. Правила нормування робочого часу та часу відпочинку екіпажів повітряних суден цивільної авіації України. Наказ Міністерства транспорту України від 22 грудня 1993 р. № 508 [Електрон. ресурс] / http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=47467 – 03.03.2020 р.
6. Наказ Укрзалізниці від 10.03.1994 р. №40-Ц Особливості регулювання робочого часу і часу відпочинку окремих категорій працівників залізничного транспорту, робота яких безпосередньо пов'язана із забезпеченням безпеки руху поїздів і обслуговуванням пасажирів [Електрон. ресурс] / <https://vpzu.info/nakaz-40-c.html> - 03.03.2020 р.
7. Грицук І.В., Черненко В.В., Худяков І.В., Погорлецький Д.С., Дзигар А.К. Особливості нормування режимів праці та відпочинку на транспорті в умовах експлуатації. Матеріали ІХ Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» СТПРАТ – 2019, м. Вінниця, ВНТУ – с.62
8. Про автомобільний транспорт. Закон України від 5 квітня 2001 року №2344-III (із змінами в редакції від 23.02.2006 р.).
9. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550.

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НОРМИРУЮЩИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕЖИМОВ ТРУДА И ОТДЫХА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ТРАНСПОРТЕ

Черненко В. В., Грицук И. В., Погорлецкий Д. С., Дзыгарь А. К.,
Худяков И. В., Манжелей В. С.

Аннотация – В работе рассматриваются вопросы автоматизации производственных процессов, усилением безопасности эксплуатации транспортных средств. Поиск альтернативных путей сбора и обобщения информации, для улучшения контроля должностными лицами за надлежащей организацией эксплуатации транспортных средств, планирование режимов труда и отдыха работников, а также своевременного принятия решения по определению потребности в обслуживании или ремонте транспортных средств.

Представлен обзор существующей нормативно-правовой базы в сфере регулирования и планирования рабочего времени и времени на отдыхе на различных видах транспорта в условиях эксплуатации.

Освещены основные принципы нормирования рабочего времени и отдыха в процессах управления транспортными средствами.

Ключевые слова – нормативно-правовая база, директивы ЕС, международная организация труда, продолжительность рабочего времени и времени на отдых, персонал, транспортная система, информационные технологии, автоматизация процессов эксплуатации и управления транспортным средством, физическое и умственное состояние работников.

PARTICULARITY REGULATORY APPLICATION OF WORKING MODES AND REST IN OPERATION CONDITIONS OF TRANSPORT

Chernenko V., Gritsuk I., Pogorletsy D., Dzygar A., Khudyakov I.,
Mangeley V.

Summary

Peculiarity of transport operation, use of modern information technologies requires the development of information support methods, obtaining reliable information regarding the transport technical condition, competence of employees, their mental and physical condition, as well as control over the quality and timeliness of organizational and technical measures for technical diagnostics and repair of transport in operating conditions.

This work is considered the issues of automation of production processes related to the physical and intellectual state of employees, enhancing safety of the transport. Finding alternative ways of collecting and summarizing information, to improve principal control over the proper organization of transport operation, scheduling of work and resting employees, as well as forehanded decisions about determining the requirements for vehicle maintenance or repair.

The issues of regulation of working time and rest are regulated at the following levels: international versatile, regional level and national legislation of the states. In order to protect the health of workers and to organize the production processes of transport operation, minimum standards of working time and rest time are also regulated in EU legislation.

Presented reviews the regulatory framework in the area of planning and regulation of working hours and rest periods in various areas of transport during operation. Levels at which the regulation of working time and rest is regulated.

The basic principles of working and rest time regulation in the processes driving of transport considering working conditions are covered.

Keywords – legal regulatory framework, EU directives, international labor organization, working hours and rest periods, personnel, transport system, information technology, automation processes of the transport operation and management, physical and intellectual state of employees.

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.31388/2078-0877-19-4-320-334

ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЗПОДІЛЬНОЇ СИСТЕМИ ПЛАНЕТАРНОГО ГІДРОМОТОРА

Волков С. В., старший викладач

Мілаєва І. І., старший викладач

Сельська А. А., інженер

Шамро А. В., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

імені Дмитра Моторного

Тел. (0619) 42-04-42

Волошин А. А., викладач

ВСП «Мелітопольський коледж ТДАТУ»

Анотація – Одним з основних факторів, що викликають відмови гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки є наявність пульсації потоку робочої рідини, обумовленої конструктивними параметрами гідравлічних машин. Гідромашина є основним елементом гідроприводу, призначеним для перетворення механічного руху в потік робочої рідини (насос) і потоку робочої рідини в рух виконавчого органу (гідромотор, гідроциліндр і т.д.). Найбільшої уваги заслуговують планетарні гідромотори, так як вони працюють на низьких частотах обертання і з високими крутними моментами, що особливо важливо для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки. Планетарні гідромотори мають досить складну систему розподілу робочої рідини, необхідну для створення обертового гідравлічного поля робочої рідини. Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата рідини), що визначається площею прохідного перетину. Площа прохідного перетину розподільної системи залежить від площі перекриття вікон нерухомого розподільника вікнами рухомого розподільника та кінематичної схеми. Моделювання зміни зазору між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників дозволило дослідити всі можливі варіанти використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Встановлено, що зменшення зазору між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників дозволяє збільшити площу прохідного перетину розподільної системи та зменшити коливання площі в залежності від кількості використання робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника. В результаті

раціонального використання розподільної системи планетарного гідромотора можна знизити пульсацію робочої рідини до 100% та збільшити площу прохідного перетину, і як наслідок, пропускну здатність на 10...30%.

***Ключові слова* – планетарний гідромотор, розподільна система, кінематична схема, прохідний перетин, робочі вікна, розвантажувальні вікна, зазор між розподільними вікнами, пульсація робочої рідини.**

Постановка проблеми. Одним з основних факторів, що викликають відмови гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки є наявність пульсації потоку робочої рідини, обумовленої конструктивними параметрами гідравлічних машин [1]. Гідромашина є основним елементом гідроприводу, призначеним для перетворення механічного руху в потік робочої рідини (насос) і потоку робочої рідини в рух виконавчого органу (гідромотор, гідроциліндр і т.д.).

Найбільшої уваги заслуговують планетарні гідромотори [2-6], так як вони працюють на низьких частотах обертання і з високими крутними моментами, що особливо важливо для гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки. Планетарні гідромотори мають досить складну систему розподілу робочої рідини, необхідну для створення обертового гідравлічного поля робочої рідини [7].

Розподіл робочої рідини в планетарних гідромашинах може бути: торцевим [8-11], з рухомим і нерухомим розподільниками торцевого типу; цапфовими [11], коли рухомий і нерухомий розподільники мають циліндричну форму та безпосереднім [11, 12], коли розподіл рідини здійснюється безпосередньо одним з роторів, що обертається.

Відомо [7, 13-15], що одним з основних чинників, що викликають відмови гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки є наявність пульсації потоку робочої рідини, обумовленої конструктивними параметрами планетарного гідромотора, а саме його розподільної системи.

Тому, при моделюванні процесу експлуатації гідроприводу мехатронної системи самохідної техніки необхідно обґрунтувати вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотора на працездатність гідроприводу та його елементів, а також прогнозувати зміну вихідних характеристик планетарного гідромотора в умовах експлуатації (при обертанні розподільника).

Аналіз останніх досліджень. Сьогодні багато уваги приділяється розробці математичних моделей процесів, що відбуваються в мехатронних системах з гідравлічним приводом [8, 9, 16-19] при використанні орбітальних [16] та планетарних [8, 9, 17] гідромоторів, а

також гідрообертачів планетарного типу [18, 19]. Проведена оцінка адекватності математичної моделі робочих процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі [20]. Питання впливу конструктивних особливостей розподільних систем на вихідні характеристики гідравлічних машин не розглядаються.

Аналіз проведених досліджень, пов'язаних з проектуванням гідромашин [21-24], дозволяє зробити висновок, що багато уваги приділено проектуванню роторів героторних [21, 22], орбітальних [23] та планетарних гідромашин [24]. Запропановано методика контролю точності виготовлення елементів витискувальних та розподільних систем планетарних гідромашин [25]. Не розглянута робота гідромашини з урахуванням зміни геометричних параметрів рухомого та нерухомого розподільників.

Досліджено динаміку зміни вихідних характеристик гідрообертачів планетарного типу [26, 27] при роботі у складі мехатронної системи активних робочих органів самохідної техніки. Розглянуто вплив безпосереднього розподілу робочої рідини вихідні характеристики гідрообертача та мехатронної системи в цілому. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи не розглядався.

Проведено аналіз пульсацій подачі робочої рідини шестеренним насосом з використанням математичного векторного моделювання [28]. Запропоновано уточнену залежність миттєвої теоретичної продуктивності шестеренного качаючого вузла від кута повороту шестерні. Не розглянуто пульсації рідини в планетарних гідромашинах.

Обґрунтовано кінематичні схеми розподільних систем планетарних гідромашин [14, 29], досліджено вплив форми розподільних вікон в формі сегменту [7, 10, 11], круга [9, 12, 15] та пазу [30] на вихідні характеристики планетарних гідромашин. Вплив зазору між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників на вихідні характеристики планетарного гідромотора не розглядався.

Таким чином, прогнозування зміни вихідних характеристик планетарних гідромоторів шляхом дослідження впливу конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на його вихідні характеристики є актуальним завданням.

Формулювання цілі дослідження. Прогнозування зміни вихідних характеристик планетарного гідромотора шляхом дослідження впливу зазору між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити математичний апарат, алгоритм розрахунку та дослідити вплив зазору

між розподільними вікнами рухомого та нерухомого розподільників на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Основна частина. Основною характеристикою будь-якої розподільної системи є її пропускна здатність (витрата рідини), що визначається площею прохідного перетину. Площа прохідного перетину розподільної системи залежить від площі перекриття вікон нерухомого розподільника вікнами рухомого розподільника та кінематичної схеми [7, 10, 11, 14, 29].

У свою чергу площа перекриття залежить від геометричних параметрів та кількості робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника та вікон нагнітання та зливу нерухомого розподільника. Відношення кількості вікон нагнітання нерухомого розподільника до кількості робочих вікон рухомого розподільника визначає кінематичну схему розподільної системи [14, 29], яка залежить від кількості робочих камер гідромотора і характеризує синхронність обертання гідравлічного поля з його обертовими роторами. Від кінематичної схеми розподільного пристрою залежать такі вихідні параметри гідромашини, як число обертів і крутний момент вихідного валу, а також пропускна здатність гідромашини та витрата робочої рідини.

Одним з основних параметрів, що обумовлюють працездатність розподільної системи є площа прохідного перетину, яка визначає кількість робочої рідини, що проходить через гідромотор. Площа прохідного перерізу являє собою суму площ перекриття вікон нерухомого розподільника з вікнами рухомого та залежить від кінематичної схеми розподільної системи (кількості вікон) та зазору між розподільними вікнами (рис. 1).

Відомо [14, 29], що коливання потоку робочої рідини викликані розподільною системою планетарного гідромотора негативно впливають на його вихідні характеристики. Такі коливання викликають пульсацію тиску в порожнині нагнітання, при цьому їх амплітуда може перевищувати значення спрацьовування запобіжного клапана. Таким чином, розподільну систему планетарного гідромотора можна розглядати як джерело пульсацій, які викликають вібрацію елементів гідросистеми, що призводить до функціональних відмов.

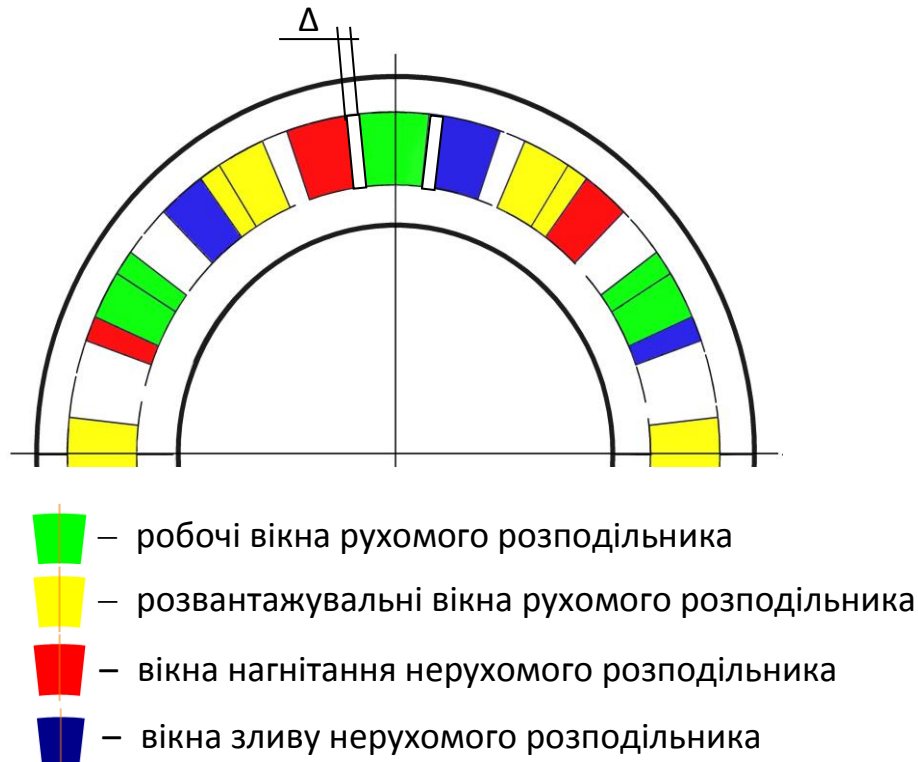


Рис. 1. Схема торцевої розподільної системи

Мірою виміру і оцінки величини пульсації площі прохідного перерізу є коефіцієнт пульсації площі [5, 10, 14]

$$P_S = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{S_{cp}} \cdot 100\% ,$$

де S_{\max} , S_{\min} – площа прохідного перетину за цикл, максимальна і мінімальна, відповідно;

S_{cp} – середня площа прохідного перетину за цикл:
$$S_{cp} = \frac{\sum S_i}{i} .$$

На рис. 2 (а, б) представлена залежність амплітуди пульсації площі прохідного перетину A_S і коефіцієнтів пульсації площі P_S і тиску $P_{\Delta p}$ від кількості вікон рухомого розподільника Z_1 , $A_S = f(Z_1)$, $P_S = f(Z_1)$, $P_{\Delta p} = f(Z_1)$. Аналізуючи ці залежності, слід зазначити, що зі збільшенням кількості вікон пульсація значно зменшується та при кількості вікон рухомого розподільника понад 30 дуже не значна, тобто практично не впливає на вихідні характеристики планетарного гідромотора, а при кількості вікон рухомого розподільника кратній 8: $Z_1 = 8, 16, 24$ пульсації рідини не спостерігаються взагалі. Також слід зазначити, що збільшення кількості вікон рухомого розподільника понад 30 недоцільно, тому що збільшення кількості вікон розподільника більше 30 практично не впливає на площу прохідного перетину розподільної системи, а кут розчину вікон, а отже і їх площа в

цьому випадку настільки малі, що конструктивно такі вікна дуже важко виконати [5, 10, 14].

При використанні додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника видно (рис. 2 в, г), що пульсації робочої рідини не спостерігаються тепер і при кількості вікон рухомого розподільника кратній 4 та при використанні всіх додаткових розвантажувальних вікон. В інших випадках, тобто при кількості вікон рухомого розподільника рівному 6 з подальшим збільшенням на 4, зі збільшенням площі прохідного перетину в 2 рази, в 2 рази збільшується і амплітуда коливань площі. Також необхідно відзначити, що розподільну систему з кількістю вікон рухомого розподільника більше 24 використовувати не доцільно, тому що площа прохідного перетину розподільної системи практично не змінюється, а площа самих вікон дуже мала.

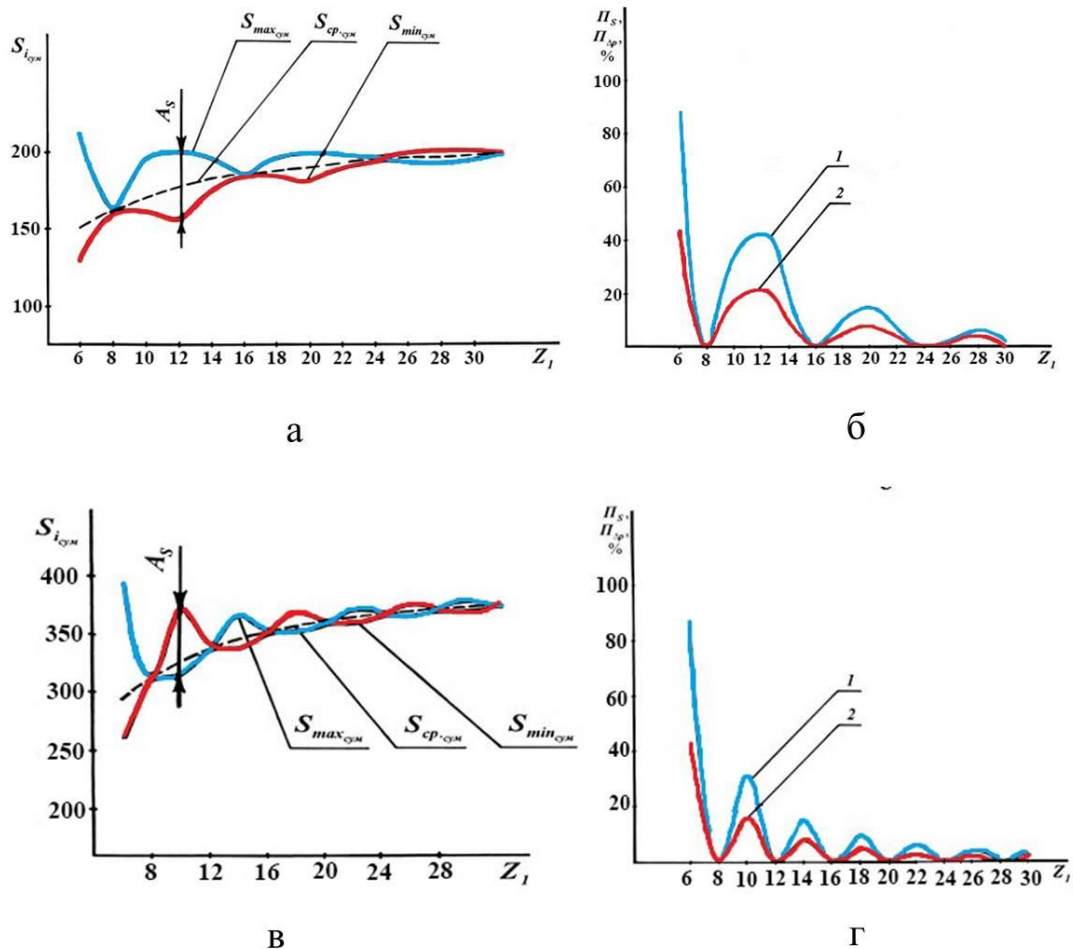


Рис. 2. Залежність а – амплітуди коливань площі прохідного перетину; б – коефіцієнтів пульсації площі (крива 1) та тиску (крива 2) від кількості вікон рухомого розподільника; в – амплітуди коливань площі прохідного перетину; г – коефіцієнтів пульсації площі (крива 1) та тиску (крива 2) від кількості вікон рухомого розподільника при використанні всіх додаткових розвантажувальних вікон

Однак використання додаткових розвантажувальних вікон виконати конструктивно важко, тому що довжина розподільника обмежена, і на ділянці валу, відповідного довжині рухомого розподільника можна виконати не більше 4 гвинтових канавок. Тому використовується не більше 4 додаткових розвантажувальних вікон розподільника [5, 10, 14].

В результаті моделювання геометричних параметрів планетарного гідромотора встановлено, що зі збільшенням кількості використання додаткових розвантажувальних вікон сумарна площа перекриття вікон розподільної системи зростає, але не завжди це призводить до поліпшення роботи гідромотора. У випадках, коли спостерігається пульсація робочої рідини в розподільній системі, спостерігається погіршення вихідних характеристик гідромотора та працездатності гідроприводу мехатронної системи в цілому. Зниження пульсації робочої рідини можна домогтися шляхом раціонального розташування вікон рухомого розподільника (їх зміщенням).

Аналіз залежності амплітуди коливань площі прохідного перетину показує (рис. 3, а), що середня площа як до зміщення, так і після зміщення вікон рухомого розподільника не змінюється, однак, важливим моментом є те, що в цьому випадку значно зменшується пульсація робочої рідини, а в деяких випадках пульсації не спостерігається взагалі. Також слід зазначити, що якщо без використання додаткових розвантажувальних вікон і з використанням додаткових розвантажувальних вікон площа прохідного перетину зростає зі збільшенням кількості вікон (рис. 2), то при використанні 2-ух додаткових розвантажувальних вікон, площа прохідного перетину зі збільшенням кількості вікон зменшується (рис. 3, а).

Аналізуючи залежність коефіцієнтів пульсації площі прохідного перетину розподільної системи (рис. 3, б) від кількості вікон рухомого розподільника при використанні 2-ух додаткових розвантажувальних вікон, слід зазначити, що зі збільшенням кількості вікон коефіцієнти пульсації площі зменшуються (крива 1), а після зміщення вікон рухомого розподільника коефіцієнти пульсації знижуються в 2 рази (крива 2), і при кількості вікон 12 та 20 пульсації не спостерігаються взагалі. Коефіцієнти пульсації тиску мають такий же характер залежності, але в 2 рази перевищують значення коефіцієнтів пульсації площі.

У таблиці 1 наведені можливі варіанти використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника та коефіцієнти пульсації при різних значеннях зазору між вікнами рухомого і нерухомого розподільників.

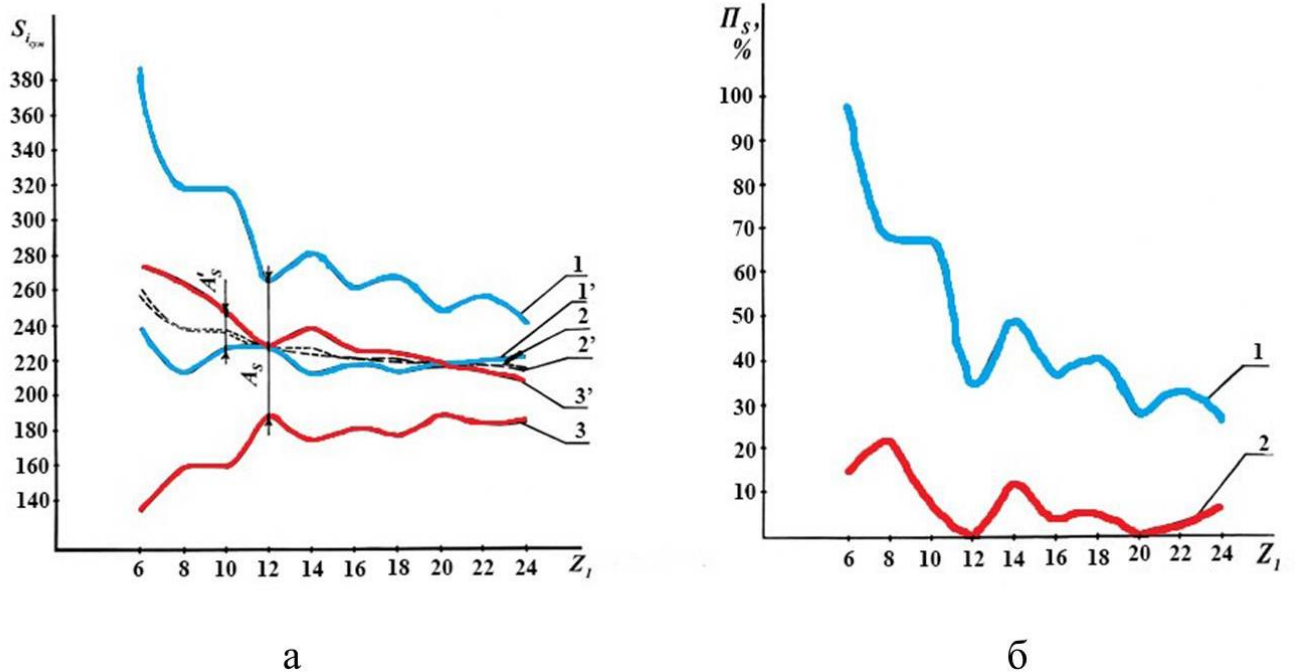


Рис. 3. Залежність а – амплітуди коливань площі прохідного перетину від кількості вікон рухомого розподільника до зміщення (криві 1, 2, 3) і після зміщення вікон (криві 1', 2', 3'); б – коефіцієнтів пульсації площі прохідного перетину від кількості вікон рухомого розподільника до зміщення (крива 1) і після зміщення (крива 2) вікон

Таблиця 1 - Вплив зазору Δ між вікнами рухомого і нерухомого розподільників на коефіцієнти пульсації площі прохідного перетину, швидкості, тиску та моменту.

Кількість вікон рухомого розподільника		Коефіцієнти пульсації					
		$\Pi_s = \Pi_v, \%$			$\Pi_{\Delta p} = \Pi_M, \%$		
робочих	додаткових	$\Delta = 51'$	$\Delta = 26'$	$\Delta = 0$	$\Delta = 51'$	$\Delta = 26'$	$\Delta = 0$
8	2	20,5	21,6	22,3	43	44,6	46
	4	2,4	0,99	0	4,6	2,18	0
12	2	4,1	1,9	0	8,56	3,72	0
	3	2,3	3,8	5,1	4,4	7,35	9,83
	4	6,9	7,6	8,1	13,2	14,95	16,6
16	2	3,3	3,98	3,6	6,48	8,04	7,22
	4	3,6	1,7	0	7,19	3,28	0
20	2	4,6	2,6	0	9,18	5,11	0
	4	2	3,1	3,97	4,02	6,14	7,86
24	2	4,3	4,8	6,1	8,51	9,55	12,2
	3	2,3	3,5	1,8	4,65	7,09	3,45
	4	4,3	2,3	0	8,59	4,59	0

Аналізуючи табл. 1 слід зазначити, що більш переважно використовувати два додаткових розвантажувальних вікна при кількості вікон розподільника 12 та 20, та чотири – при кількості вікон рухомого розподільника 8, 16 і 24 (при $\Delta = 0$), тому що в цих випадках відсутня пульсація робочої рідини, що позитивно позначається на вихідних характеристиках планетарного гідромотора.

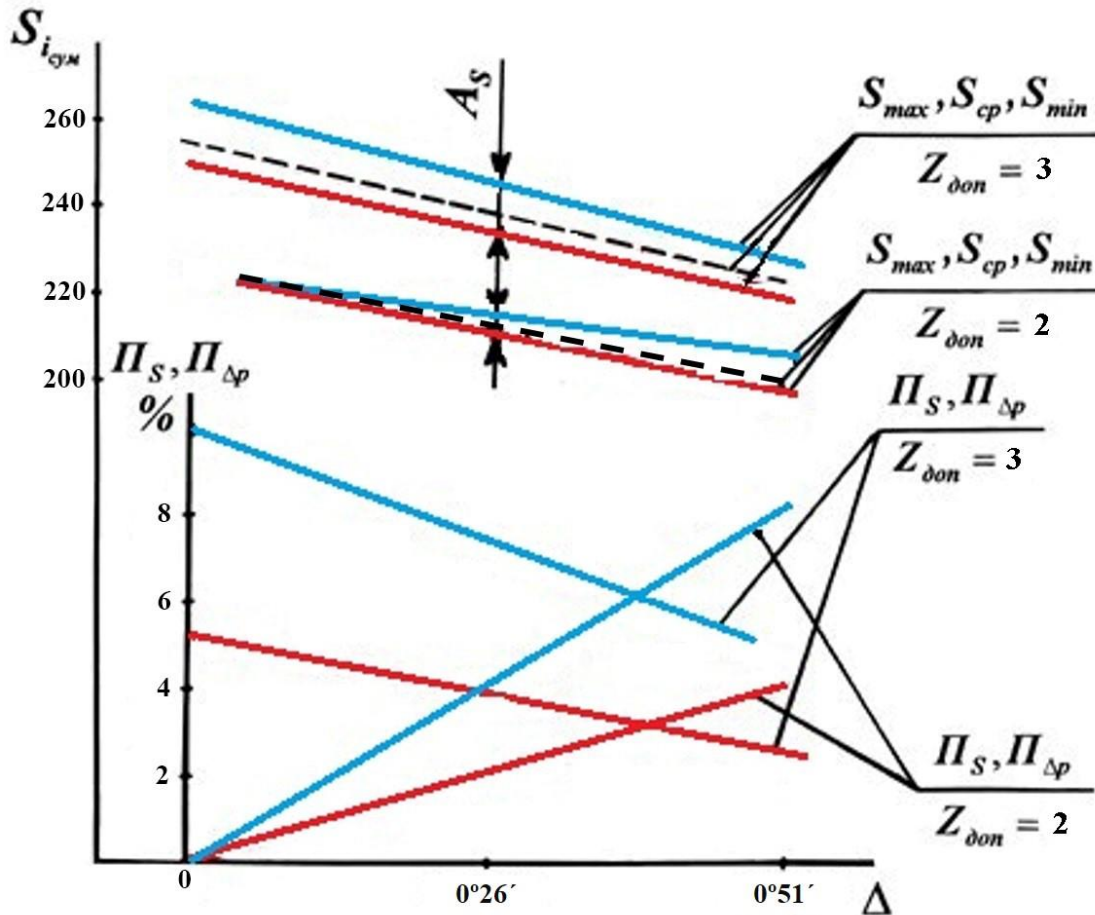


Рис. 4 Залежність амплітуди коливань площі прохідного перетину та коефіцієнтів пульсації площі і тиску від зазору між вікнами рухомого і нерухомого розподільників при кількості вікон рухомого розподільника $Z_1 = 12$

Аналіз залежностей амплітуди коливань площі прохідного перетину та коефіцієнтів пульсації площі і тиску від зазору між вікнами рухомого і нерухомого розподільників при кількості вікон рухомого розподільника $Z_1 = 12$ показує (рис.4), що:

- зі зменшенням зазору між вікнами рухомого і нерухомого розподільників площа прохідного перетину зростає;

- при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника не рекомендується зменшувати зазор між розподільними вікнами, тому що при зменшенні зазору до $\Delta = 0$ при збільшенні площі прохідного перетину на 14,4%, коефіцієнти пульсації площі, швидкості, тиску і моменту зростають більш, ніж в 2 рази;

- при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон зі зменшенням зазору між вікнами до $\Delta = 0$ при збільшенні площі прохідного перетину на 14,7% пульсації робочої рідини не спостерігається, відтак не буде пульсації тиску і моменту.

Висновки.

Моделювання зміни зазору між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників дозволило дослідити всі можливі варіанти використання додаткових розвантажувальних вікон рухомого розподільника. Встановлено, що зменшення зазору між розподільними вікнами рухомого і нерухомого розподільників дозволяє збільшити площу прохідного перетину розподільної системи та зменшити коливання площі в залежності від кількості використання робочих та розвантажувальних вікон рухомого розподільника. В результаті раціонального використання розподільної системи планетарного гідромотора можна знизити пульсацію робочої рідини до 100% та збільшити площу прохідного перетину, і як наслідок, пропускну здатність на 10...30%.

Література:

1. Лурье З.Я., Цента Е.Н., Панченко А.И. Динамика двухмерной системы управления мехатронного гидроагрегата навесным оборудованием трактора / Промислова гідравліка і пневматика, 2017. – № 3. – С. 29-46.

2. Ерасов Ф. Н. Новые планетарные машины гидравлического привода // М: Машиностроение, Киев, 1969. – 55 с.

3. Панченко А. І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / Техніка АПК, 2006. – С. 11-13.

4. Панченко А. І., Волошина А. А., Золотарьов О. Ю., Тітов Д. С. Перспективи гідрофіксації мобільної сільськогосподарської техніки / Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – №1. – С.71-74.

5. Панченко А.И. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.

6. Панченко А. И. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. – Vol. 17. – No 9. – P. 29-36.

7. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG / Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2018. – № 17 (1293). – С.88-95.

8. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – № 4 (10). – С. 102-112.

9. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Ю. П. Обернихин* Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа / Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 45 (1154). – С.53-59.

10. *Панченко А. И., Волошина А. А., Засядько А. І.* Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Вип. 17. – Т. 3. – С. 33-50.

11. *Панченко А.И.* Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах / А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2016. – № 20 (1192) – С.46-52.

12. *Панченко А. И., Волошина А. А., Кольцов Н. П., Панченко И. А.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12. – т.3. – С. 174–184.

13. *Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д.* Регулювання фази розподілу робочої рідини в гідромоторі планетарного типу / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Вип. 17. – Т. 3. – С. 154-159.

14. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Обгрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип. 18. – Т. 2. – С. 30-49.

15. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Засядько А. И.* Поліпшення вихідних характеристик планетарних гідромашин / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – Вип. 19. – Т. 2. – С. 68-85.

16. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Модель гідравлічного приводу мехатронної системи / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. – Вип. 18. – Т. 2. – С. 59-83.

17. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 13. – т.6. – С. 45-61.

18. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Исследование выходных характеристик гидравлического вращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата / *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. – Вип. 17. – Т. 3. – С. 59-82.

19. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель / *А. И. Панченко, А. А. Волошина, И. А. Панченко // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс].* – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 6. – Т. 1. – С. 63-79.

20. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата / *Промислова гідравліка і пневматика, 2018.* – № 1 (59). – С. 55-71.

21. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Strength analysis of the polyoxymethylenecycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. No 14 (4). P. 647–660. Doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005.*

22. *Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K.* Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin, 2014. No 14 (3). P. 391–397. Doi:10.1016/j.acme.2013.12.008.*

23. *Choi T., Kim M., Lee G., and others.* Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. *Journal of Mechanical Design, 2012. No 134 (1). 011005-12. Doi:10.1115/1.4004423.*

24. *Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування.* – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 1 (1044) – С. 136-145.

25. *Панченко А. И., Волошина А. А., Гуйва С. Д., Леус Г. В.* Методика контроля точности изготовления элементов вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин / *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2016. – Вип. 16. – Т. 2. – С. 3-27.

26. *Панченко А. И., Волошина А. А.* Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель / *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15. – Т. 3. – С. 66-79.

27. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Динамика изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с приводным двигателем / MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2016. – Vol. 18. – No 1. – P.17-27.

28. Косенок Б. Б., Крючков А. Н., Родионов Л. В., Шахматов Е. В. Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом. Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2009. № 11 (3). С. 257-262.

29. Voloshina A., Panchenko A., Boltvansky O., Panchenko I., Titova O. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor / International Journal of Engineering and Technology, 2018, 7 (4.3), 6–11, doi: 10.14419/ijet.v7i4.3.19544.

30. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Zasiadko A. Geometrical Parameters for Distribution Systems of Hydraulic Machines / Springer Nature Switzerland AG, V. Nadykto (ed.), Modern Development Paths of Agricultural Production, 2019. – P. 323-336.

ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПЛАНЕТАРНОГО ГИДРОМОТОРА

С. В. Волков, И. И. Милаева, А. А. Сельская, А. В. Шамро,
А. А. Волошин

Аннотация – Одним из основных факторов, вызывающих отказы гидроприводов мехатронных систем самоходной техники является наличие пульсации потока рабочей жидкости, обусловленной конструктивными параметрами гидравлических машин. Гидромашина является основным элементом гидропривода, предназначенным для преобразования механического движения в поток рабочей жидкости (насос) и потока рабочей жидкости в движение исполнительного органа (гидромотор, гидроцилиндр и т.д.). Наибольшего внимания заслуживают планетарные гидромоторы, так как они работают на низких частотах вращения и с высоким крутящим моментом, что особенно важно для гидроприводов мехатронных систем самоходной техники. Планетарные гидромоторы имеют достаточно сложную систему распределения рабочей жидкости, необходимую для создания вращающегося гидравлического поля рабочей жидкости. Основной характеристикой любой распределительной системы является ее пропускная способность (расход жидкости),

что определяется площадью проходного сечения. Площадь проходного сечения распределительной системы зависит от площади перекрытия окон недвижимого распределителя окнами подвижного распределителя и кинематической схемы. Моделирование изменения зазора между распределительными окнами подвижного и недвижимого распределителей позволило исследовать все возможные варианты использования дополнительных разгрузочных окон подвижного распределителя. Установлено, что уменьшение зазора между распределительными окнами подвижного и недвижимого распределителей позволяет увеличить площадь проходного сечения распределительной системы и уменьшить колебания площади в зависимости от количества использования рабочих и разгрузочных окон подвижного распределителя. В результате рационального использования распределительной системы планетарного гидромотора можно снизить пульсацию рабочей жидкости до 100% и увеличить площадь проходного сечения, и как следствие, пропускную способность на 10...30%.

Ключевые слова - планетарный гидромотор, распределительная система, кинематическая схема, проходное сечение, рабочие окна, разгрузочные окна, зазор между распределительными окнами, пульсация рабочей жидкости.

SUBSTANTIATION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE DISTRIBUTION SYSTEM OF THE PLANETARY HYDROMOTOR

S. Volkov, I. Milaeva, A. Selskaya, A. Shamro,
A. Voloshin

Summary

One of the main factors causing hydraulic drive failures of mechatronic systems of self-propelled equipment is the presence of pulsation of the working fluid flow due to the design parameters of hydraulic machines. The hydraulic machine is the main element of the hydraulic drive, designed to convert mechanical motion into the flow of the working fluid (pump) and the flow of the working fluid into the movement of the actuator (hydraulic motor, hydraulic cylinder, etc.). The planetary hydraulic motors deserve the greatest attention, since they operate at low rotational speeds and with high torque, which is especially important for hydraulic drives of mechatronic systems of self-propelled vehicles. Planetary hydraulic motors have a fairly complex distribution system of the working fluid necessary to create a rotating

hydraulic field of the working fluid. The main characteristic of any distribution system is its throughput (fluid flow), which is determined by the area of the passage section. The cross-sectional area of the distribution system depends on the overlapping area of the windows of the immovable distributor with the windows of the movable distributor and the kinematic scheme. Modeling the change in the gap between the distribution windows of the movable and immovable distributors allowed us to explore all possible options for using additional unloading windows of the movable distributor. It was found that reducing the gap between the distribution windows of the movable and immovable distributors allows you to increase the area of the passage section of the distribution system and reduce the variation in area depending on the number of working and unloading windows of the moving distributor. As a result of the rational use of the distribution system of the planetary hydraulic motor, it is possible to reduce the pulsation of the working fluid by up to 100% and increase the area of the through section, and as a result, the throughput by 10...30%.

Keywords - planetary hydraulic motor, distribution system, kinematic scheme, cross-section, working windows, unloading windows, gap between distribution windows, pulsation of working fluid.

ЗМІСТ

<i>Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І.</i> Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин	3
<i>Чебанов А. Б., Дідур В. А., Верещага О. Л., Назарова О. П., Дідур В. В.</i> Оптимізація конструктивно-технологічних параметрів шнекового преса для віджимання мезги насіння рицини	21
<i>Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І.</i> Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів	33
<i>Андренко П. М., Свинаренко М. С.</i> Пристрій гасіння гідравлічних ударів високого технічного рівня	49
<i>Михайлов Є. В., Рябцов М. О., Задосна Н. О.</i> Теоретичне обґрунтування швидкості повітряного потоку у пневмосепараційній камері пневморешітного сепаратора	59
<i>Панченко А. І., Волошина А. А., Волков С. В., Волошин А. А.</i> Вплив конструктивних особливостей планетарного гідромоторами на ефективність його роботи	70
<i>Журавель Д. П.</i> Обґрунтування методики прогнозування технічного стану функціональних систем мобільних енергетичних засобів	85
<i>Скляр О. Г., Скляр Р. В., Войтов В. А.</i> Аналіз технологій утилізації відходів птахівництва за кордоном	100
<i>Дідур В. В., Паніна В. В., В'юник О. В.</i> Спосіб підвищення післяремонтної довговічності шестеренних насосів	110
<i>Комар А. С., Болтянська Н. І.</i> Обґрунтування основних параметрів, що впливають на продуктивність гранулятора	118
<i>Сушко О. В.</i> Аналіз структури та умов спікання алмазно-металевих композицій з урахуванням оптимального поєднання компонентів в алмазоносному шарі шліфувальних кругів	130
<i>Болтянська Н. І.</i> Дослідження процесу механічної стимуляції вимені	140
<i>Стефановский А. Б., Болтянский О. В.</i> Расчёт номинальных показателей систем смазки автомобильных двигателей с помощью зависимостей между гидродинамическими критериями подобия	149
<i>Болтянська Н. І., Болтянський О. В.</i> Обґрунтування використання різних матеріалів в якості підлоги на молочно-товарних фермах	177
<i>Мирненко Ю. П., Пеньов О. В., Бакарджиев Р. О.</i> Підвищення	188

стійкості вирубних штампів на машинобудівних заводах

Болтянська Н. І., Болтянський О. В. Економічна складова забезпечення рівня надійності сільськогосподарської техніки 198

Паніна В. В., Дашивець Г. І., Новік О. Ю. Застосування багатокритеріального методу при виборі обладнання для ремонтної майстерні (на прикладі мийної машини) 207

Болтянська Н. І. Забезпечення високого рівня показників надійності молоткових дробарок 214

Кувачов В. П. Експериментальні випробування агрометалевого боронувального агрегату 223

Болтянський Б. В., Дереза О. О., Дереза С. В. Аналіз доцільності використання позиційних вивантажувачів консервованих кормів з траншейних сховищ 233

Мовчан С. І. Алгоритм імітаційної моделі функціонування насосної станції підкачування. Зрошуваних меліорацій 245

Колодій А. С. Аналіз процесу стружкоформування 253

Болтянська Н. І., Комар А. С. Взаємодія пресуючого ролика і матеріалу в прес-грануляторі 260

Милаєва І. І., Волошин А. А. Еволюція розвитку тракторів 270

Харитонов Г. І. Попередня оцінка і відбір технологічних факторів впливу на збільшення довжини паростків 279

Погорлецький Д. С., Матейчик В. П., Полівінчук А. П., Володарець М. В., Цюман М. П. Особливості теплової підготовки транспортного двигуна в умовах експлуатації 286

Гришук І. В., Волков В. П., Худяков І. В., Симоненко Р. В., Володарець М. В. Особливості формування системи дистанційного визначення працездатності та безпеки експлуатації транспортних засобів 298

Черненко В. В., Гришук І. В., Погорлецький Д. С., Дзигар А. К., Худяков І. В., Манжелей В. С. Особливість застосування нормуючих показників режимів праці та відпочинку в умовах експлуатації на транспорті 310

Волков В. С., Мілаєва І. І., Сельська А. А., Шамро А. В., Волошин А. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільної системи планетарного гідромотора 320

Наукове фахове видання

Праці

Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 19. Том 4

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Міністерство юстиції
КВ 24285-14125 ПР від 27.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Панченко А.І.

Підписано до друку 27.12.2019 р. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.
умов. друк. арк. тираж 100 прим.

**Виготовлювач ПП Верескун В.М.
Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»
м. Мелітополь, вул. М. Грушевського, 10
тел. (0619) 44-45-11**

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виробників
і розповсюджувачів видавничої продукції
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125