

Міністерство аграрної політики України



ПРАЦІ

Таврійського державного  
агротехнологічного університету

Випуск 9 Том 5

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2009 р.

УДК 621.311:631

**ПЗ.8**

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет – Вип. 9. Т.5–  
Мелітополь: ТДАТУ, 2009.– 238 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 9 від 28 квітня 2009 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали за результатами досліджень вчених України в галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);  
Надикто В.Г. – д.т.н., професор (заст. головного редактора); Діордієв  
В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар); Дідур В.А. – д.т.н.,  
професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., професор; Най-  
диш А.В. – д.т.н., професор; Овчаров В.В. – д.т.н., професор; Панчен-  
ко А.І. – д.т.н., професор; Рогач Ю.П. – к.т.н., професор; Скляр О.Г. –  
к.т.н., доцент; Тарасенко В.В. – д.т.н., професор; Яковлев В.Ф. – к.т.н.,  
професор; Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.

Адреса редакції: ТДАТУ

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

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2009.**

УДК 621.225.001.4

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДІВ З ГІДРОМОТОРАМИ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Панченко А.І., д.т.н.,

Кюрчев В.М., к.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Іванов Г.І., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена дослідженням функціонування гідрооб'ємної трансмісії, яка складається з аксіально-поршневого регульованого насоса та двох мотор-колес із планетарними гідромоторами.

**Ключові слова** – гідрооб'ємна трансмісія, аксіально-поршневий насос, планетарний гідромотор, мотор-колесо, дискретно регульований об'єм.

*Постановка проблеми.* Найважливішою задачею народногосподарського значення сьогодні є створення самохідних машин підвищеної рухливості. Під рухливістю мається на увазі здатність самохідної машини в будь-яких географічних і погодних умовах швидко пересуватися та маневрувати на місцевості, а також переборювати природні і штучні перешкоди. Основний фактор, що визначає поліпшення показників рухливості машини - удосконалення характеристик трансмісії, що має виражену тенденцію до використання безступінчастих гідравлічних трансмісій, виконаних за бортовою схемою і, що сполучає переваги безступінчастого регулювання передатного відношення з перевагами безступінчастої зміни радіуса повороту.

*Аналіз останніх досліджень.* Як показав досвід останніх років, економічність і маневреність транспортних засобів можуть бути істотно підвищені при використанні гідрооб'ємних трансмісій [1]. Всі вітчизняні гідрооб'ємні трансмісії містять один аксіально-поршневий регульований з похилим диском насос 23-типорозміру і один такий же, але не регульований гідромотор. Недоліком таких трансмісій є малий діапазон зміни навантажувального передатного відношення та обов'язкове застосування бортових редукторів з більшим передаточним

числом, що ускладнює конструкцію гідрооб'ємних трансмісій, роблячи її більш трудомісткою у виготовленні і менш надійною в експлуатації.

Поява нових типів об'ємних гідромашин, зокрема планетарно-роторних [1-3], і особливості їх роботи в складі гідрооб'ємних трансмісій транспортних засобів, привели до необхідності поглиблення досліджень об'ємних гідропередач із планетарно-роторними гідромашинами. Ці гідромашини [4] надійні в експлуатації, мають високий ККД у широкому діапазоні робочих тисків рідини і частот обертання вала, розвивають більші крутні моменти, мають високий страгівуючий момент, малі габарити та питому вагу на одиницю робочого об'єму.

Розглянуті планетарні гідромотори представлені уніфікованим рядом робочих об'ємів – 160...630см<sup>3</sup>. Для забезпечення необхідного передаточного числа гідрооб'ємної трансмісії на кожний рушій, при необхідності, може бути встановлено кілька гідромоторів, що дозволяє забезпечити швидкість руху самохідної машини в необхідному діапазоні.

*Ціль статті* – поліпшення показників рухливості машини шляхом удосконалення характеристик гідрооб'ємної трансмісії, що має виражену тенденцію до використання безступінчастих гідравлічних трансмісій, виконаних за бортовою схемою і, що сполучає переваги безступінчастого регулювання передатного відношення з перевагами безступінчастої зміни радіуса повороту.

*Основна частина.* У даній роботі викладені дослідження функціонування гідрооб'ємної трансмісії, що складається з аксіально-поршневого регульованого насоса 23-типорозміру та двох мотор-колів із планетарними гідромоторами, що забезпечує роботу двигуна транспортного засобу в режимі постійної потужності, шляхом зміни параметра регулювання  $e_1$  насоса, при зміні перепаду тисків  $\Delta p$  робочої рідини в системі. Тоді потужність на валу насоса буде визначатися вираженням

$$N_1 = k \cdot \Delta p \cdot e_1 \cdot n_1 - const, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності;

$n_1$  – частота обертання вала насоса.

При розрахунковому навантажувальному діапазоні трансмісії  $D = 2$ , параметр регулювання насоса змінюється в межах  $e_1 = 0,5...1,0$ , а перепад тиску  $\Delta p = 0,5\Delta p_n... \Delta p_n$ , причому, має місце

$$\Delta p \cdot e_1 = 0,5\Delta p_n = const.$$

У цьому випадку потужність на валу насоса дорівнює

$$N_1 = 0,5 k \cdot \Delta p_n \cdot n_1, \quad (2)$$

де  $\Delta p_n$  - номінальний перепад тиску в системі.

При зміні навантажувального режиму трансмісії до  $D = 3$ , параметр регулювання насоса змінюється в межах  $e_1 = 0,33...1,0$ , а перепад тиску  $\Delta p = 0,33\Delta p_n... \Delta p_n$  і має місце  $\Delta p \cdot e_1 = 0,33\Delta p_n = const$ , а потуж-

ність на валу насоса, у цьому випадку дорівнює

$$N_I = 0,33 k \cdot \Delta p_n \cdot n_I. \quad (3)$$

При роботі самохідної машини частота обертання двигуна (дизеля) підтримується постійною за допомогою всережимного регулятора, тому нами було розглянуто вплив режимів роботи дизеля на ККД насоса, гідромоторів і всієї трансмісії в цілому при двох фіксованих частотах обертання двигуна, а отже, і приводного вала насоса ( $n_\delta = 1500$  і  $2500$  хв<sup>-1</sup>).

Відомо [5], що зі збільшенням параметра регулювання  $e_I$ , об'ємний  $\eta_{обI}$ , механічний  $\eta_{мI}$  і загальний  $\eta_I$  ККД насоса збільшується. Аналіз виконаних за спеціально розробленою методикою експериментальних досліджень дозволяє констатувати, що при зміні параметра регулювання насоса  $e_I$  у межах від 0,5 до 1,0, всі ККД насоса:  $\eta_{обI}$ ,  $\eta_{мI}$  і  $\eta_I$  змінюються в досить вузьких межах (рис. 1), незважаючи на досить великий діапазон змін перепаду тиску в системі ( $\Delta p = 7 \dots 21$  МПа), що дуже важливо для роботи гідрооб'ємної трансмісії при русі самохідного засобу по пересіченій місцевості. Можна також відзначити, що у всьому діапазоні зміни параметра регулювання  $e_I$ , збільшення частоти обертання вала насоса  $n_I$  приводить до зниження об'ємного  $\eta_{обI}$  (рис. 1, а) і загального  $\eta_I$  ККД насоса (рис. 1, б), при цьому механічний ККД  $\eta_{мI}$  незначно підвищується (рис. 1, в).

Загальний ККД  $\eta_I$  насоса залишається практично незмінним при збільшенні перепаду тисків  $\Delta p$  у діапазоні від 7 до 21 МПа, при значеннях параметра регулювання  $e_I = 0,5 \dots 1,0$  (рис. 2, а). Підвищення перепаду тисків  $\Delta p$  у досліджуваній системі збільшує механічний  $\eta_{мI}$  (рис. 2, б) і зменшує об'ємний ККД  $\eta_{обI}$  насоса (рис. 2, в), причому, чим менше параметр регулювання  $e_I$ , тим більше вплив навантаження (перепаду тиску) на зниження об'ємного ККД  $\eta_{обI}$  насоса. Можна відзначити, що збільшення частоти обертання вала насоса  $n_I$  приводить до зниження механічного  $\eta_{мI}$  (рис. 2, б) і загального  $\eta_I$  ККД насоса (рис. 2, а), а об'ємний ККД  $\eta_{обI}$ , при цьому, незначно підвищується (рис. 2, в). Зниження параметра регулювання насоса до значення  $e_I < 0,5$  також зменшують значення його загального ККД  $\eta_I$ .

Дуже важливо відзначити сталість ККД насоса  $\eta_I \approx 0,87$  (рис. 3) для значень параметра регулювання  $e_I = 0,65 \dots 1,0$  при частоті обертання вала двигуна  $n_\delta = 2500$  хв<sup>-1</sup> (крива 1). Зі зменшенням частоти обертання вала двигуна  $n_\delta = 1500$  хв<sup>-1</sup> (крива 2) ККД насоса збільшується до значення  $\eta_I = 0,85 \dots 0,9$  у діапазоні зміни параметра регулювання  $e_I = 0,5 \dots 1,0$ . Це пояснюється тим, що зі зменшенням частоти обертання  $n_\delta$  збільшується механічний ККД  $\eta_{мI}$  насоса. Зі збільшенням навантажувального діапазону трансмісії, у всьому діапазоні зміни параметра регулювання ( $e_I = 0,33 \dots 1,0$ ) при частоті обертання вала

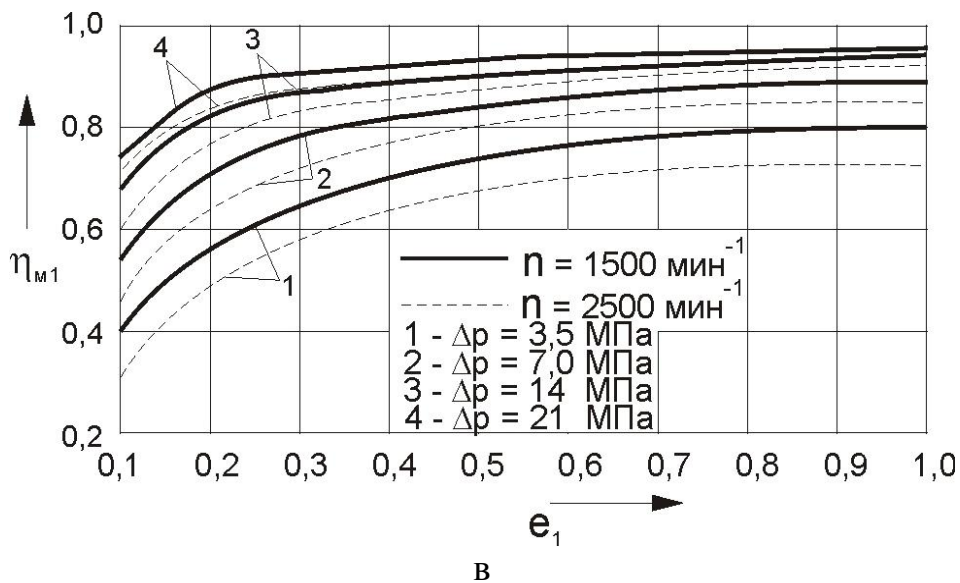
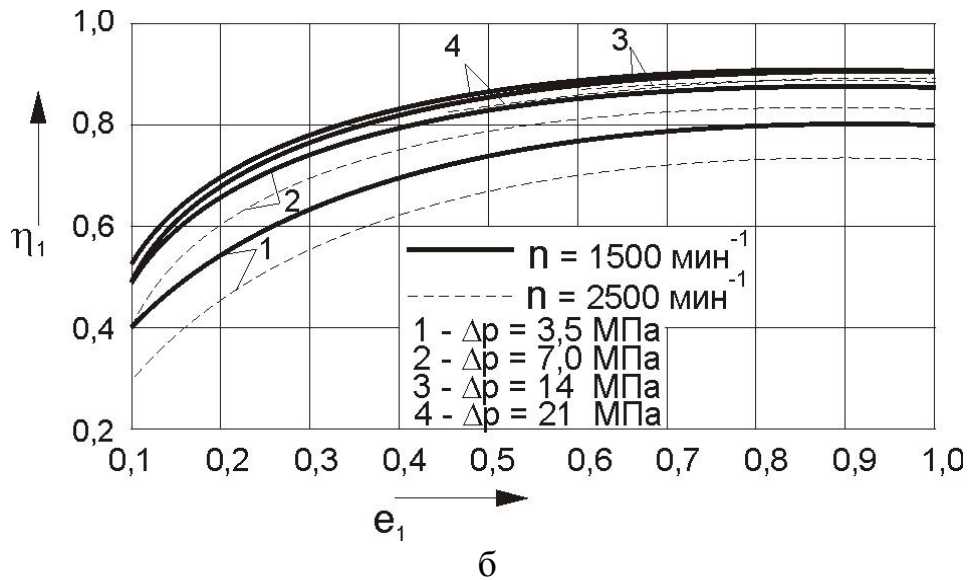
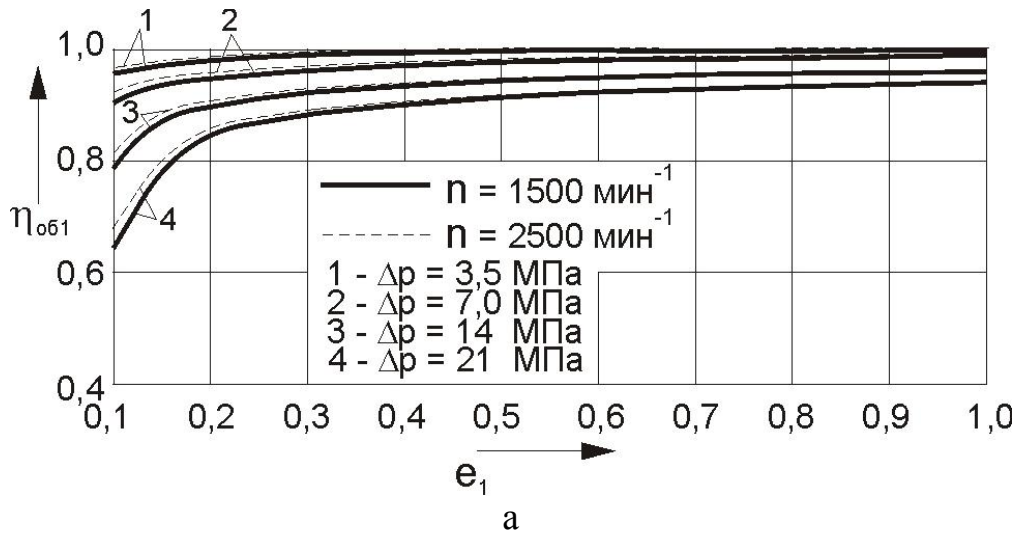


Рис. 1. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання:  
а – об'ємного; б – загального; в – механічного.

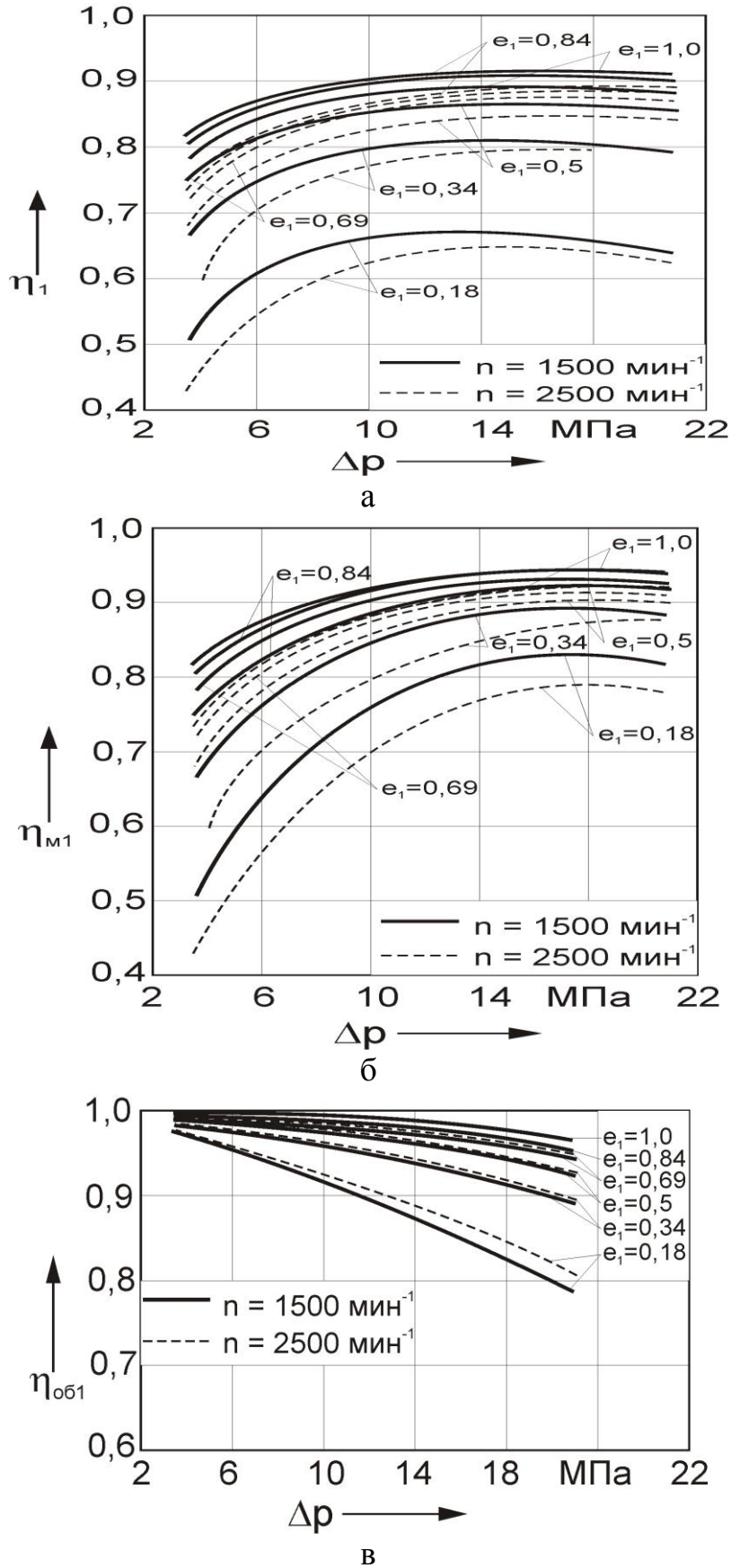


Рис. 2. Залежність зміни ККД насоса від перепаду тиску:  
 а - загального; б - механічного; в - об'ємного.

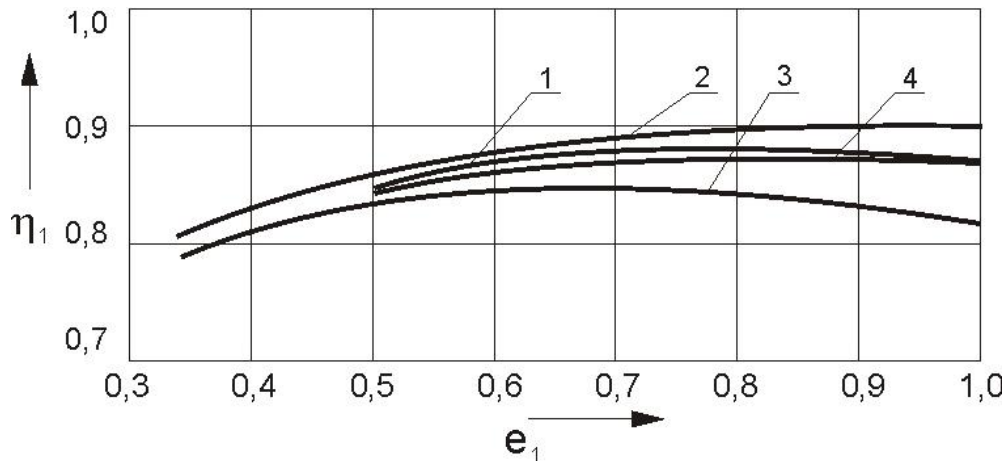


Рис. 3. Залежність зміни ККД насоса від параметра регулювання:  
1 и 3 –  $n_\delta = 2500$  хв<sup>-1</sup>; 2 и 4 –  $n_\delta = 1500$  хв<sup>-1</sup>.

двигуна  $n_\delta = 2500$  хв<sup>-1</sup>, ККД насоса зменшується ( $\eta_1 = 0,80 \dots 0,85$ ), причому найбільше значення ККД насоса ( $\eta_1 = 0,85$ ) досягається при  $e_1 = 0,65$  (крива 3). Зменшення частоти обертання ( $n_\delta = 1500$  хв<sup>-1</sup>) при значеннях параметра регулювання  $e_1 = 0,33 \dots 1,0$  приводить до підвищення ККД насоса  $\eta_1$  (крива 4), причому при  $e_1 = 0,6 \dots 1,0$  загальний ККД збільшується ( $\eta_1 = 0,875$ ).

Таким чином, для розглянутого насоса найбільш доцільними режимами експлуатації, з енергетичної точки зору, є зміни параметрів регулювання в межах  $e_1 = 0,5 \dots 1,0$ , а перепаду тисків робочої рідини в діапазоні  $\Delta p = 7 \dots 21$  МПа. Слід зазначити, що на цих режимах роботи збільшується також моторесурс насоса.

Об'ємний ККД  $\eta_{об2}$  досліджуваних планетарних гідромоторів (рис. 4, а) з робочим об'ємом  $320$  см<sup>3</sup> перебуває в лінійній залежності від перепаду тисків  $\Delta p$  робочої рідини і при  $\Delta p = 4 \dots 16$  МПа ККД знижується з  $0,98$  до  $0,95$  (крива 1). Зі збільшенням перепаду тисків механічний ККД  $\eta_{м2}$  гідромотора (крива 2) збільшується і при  $\Delta p = 12$  МПа досягає свого максимального значення. Залежність зміни загального ККД  $\eta_2$  гідромотора представлено кривою 3.

Збільшення швидкості руху транспортного засобу з гідрооб'ємною трансмісією, а, отже, і частоти обертання вихідного вала  $n_2$  досліджуваного гідромотора (рис. 4, б), приводить до росту його об'ємного ККД  $\eta_{об2}$  (крива 1) і до зниження механічного ККД  $\eta_{м2}$  (крива 2). Загальний ККД  $\eta_2$  гідромотора мало залежить від частоти обертання його вихідного вала  $n_2$  (крива 3). Тільки при малих перепадах тисків робочої рідини ( $\Delta p = 4 \dots 6$  МПа) збільшення частоти обертання  $n_2$  приводить до зниження загального ККД  $\eta_2$  гідромотора.



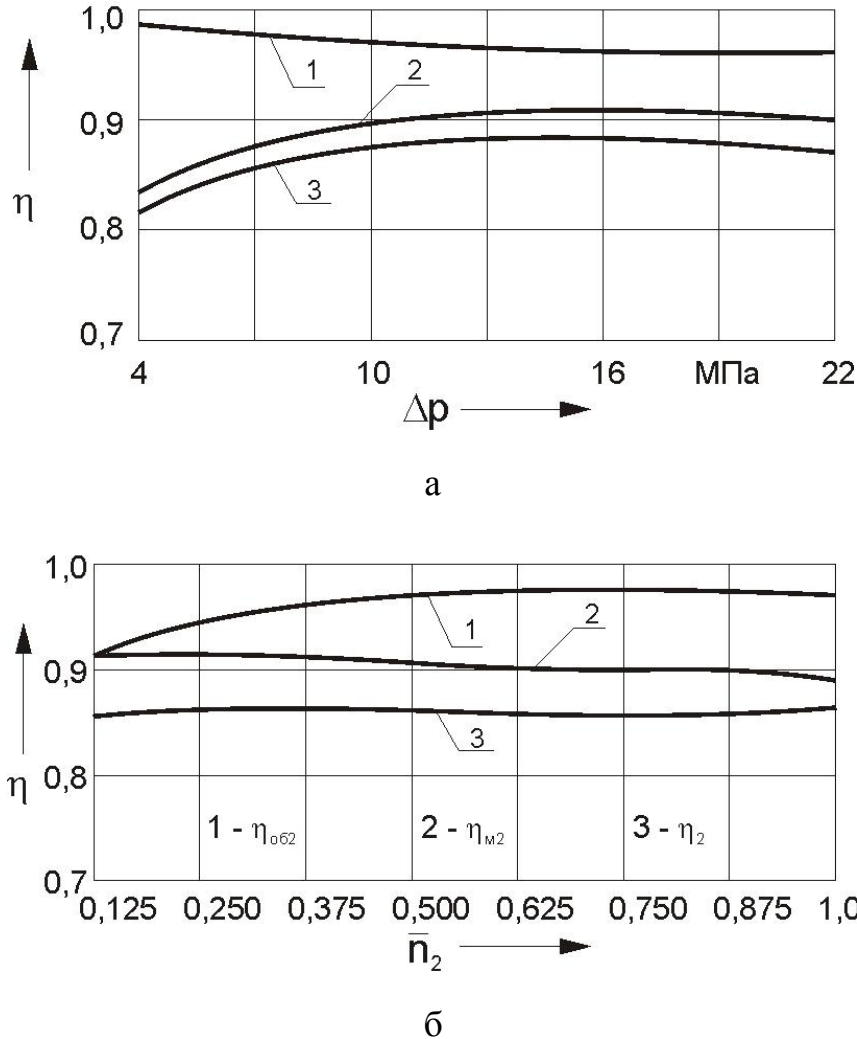


Рис. 4. Залежність зміни усіх ККД гідромотора від:  
а – перепада тиску; б – відносної частоти обертання.

Таким чином, умовою забезпечення високого ККД планетарно-роторних гідромоторів є їх робота в діапазоні зміни відносних частот обертання  $n = 0,25 \dots 1,0$  ( $n = n_{2i} / n_{2н}$ , де  $n_{2i}$  і  $n_{2н}$  – відповідно поточні і номінальне значення частот обертання вала гідромотора) і перепаді тисків  $\Delta p = 7 \dots 21$  МПа. У зазначеному діапазоні зміни параметрів гідромоторів загальний ККД можна прийняти рівним  $\eta_2 = 0,87$ .

Аналогічні результати отримані при випробуванні гідрооб'ємної трансмісії з мотор-колесами, виконаними на базі планетарно-роторних гідромоторів з робочим об'ємом 200 і 160  $\text{см}^3$ .

У цих гідромоторів механічний ККД  $\eta_{m2}$  більш інтенсивно зменшується зі збільшенням частоти обертання вала гідромотора  $n_2$ . В області низьких перепадів тисків  $\Delta p$  механічний ККД  $\eta_{m2}$  також значно знижується. При роботі таких гідромоторів у діапазоні зміни відносних частот обертання  $n = 0,2 \dots 1,0$  і перепаді тисків  $\Delta p = 8 \dots 22$  МПа,

загальний ККД гідромотора можна прийняти рівним  $\eta_2 = 0,85$ .

Одним з етапів проведених експериментальних досліджень були випробування мотор-коліс, що складаються із трьох планетарно-роторних гідромоторів з робочими об'ємами відповідно рівними 630, 320 і 160см<sup>3</sup>, що дозволило збільшити навантажувальний діапазон всієї трансмісії до значення  $D = 8$ .

Виконаними дослідженнями встановлено, що для гідрооб'ємної трансмісії, що складаються з аксіально-поршневого насоса і планетарно-роторних гідромоторів, діапазон регулювання насосів дорівнює  $e_1 \leq 2$ , а перепад тисків перебуває в межах  $\Delta p = 7...27$  МПа. У цьому діапазоні загальний ККД трансмісії залишається постійним і дорівнює своєму максимальному значенню  $\eta = 0,77...0,79$  (незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора в межах  $n = 0,25...1,0$ ) і буде збільшуватися зі зменшенням частоти обертання вала  $n_d$  дизеля (насоса).

При русі транспортного засобу зі сталою швидкістю частота обертання дизеля  $n_d$  близька до номінальної, при цьому загальний ККД розглянутої гідрооб'ємної трансмісії дорівнює  $\eta = 0,76$ .

Рух самохідної техніки на низьких робочих швидкостях варто здійснювати шляхом зниження частоти обертання дизеля  $n_d$ , а не зміни параметра регулювання  $e_1$  насоса, тому що при цьому загальний ККД  $\eta$  ГОТ підвищується.

У результаті проведених досліджень підтверджена концепція необхідності розробки планетарно-роторних гідромоторів з дискретно регульованим об'ємом, з метою збільшення навантажувального діапазону трансмісії до значень  $D = 4...8$ .

*Висновки.* У результаті проведених досліджень по обґрунтуванню вихідних характеристик гідроприводів з гідромоторами планетарного типу встановлено, що гідропривід (потужністю до 20 кВт) із планетарними гідромоторами, експлуатованими у діапазоні регулювання  $e_1 \leq 2$ , при перепаді тиску  $\Delta p = 7...25$  МПа має загальний ККД у межах  $\eta = 0,77...0,79$  незалежно від відносної частоти обертання вала гідромотора ( $n = 0,25...1,0$ ), що досить прийнятно для привода активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки.

#### Література

1. *Панченко А.І.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / *А.І. Панченко* // Науково-технічний журнал „Техніка АПК”.- №3.- 2006.- С. 11-13.
2. *Панченко А.И.* Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Воло-*

шина, С.Д. Гуйва // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 36. – С.165-169.

3. Панченко А.І. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки/ А.І. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Тітов // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С.53-66.

4. Панченко А.И. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с планетарным гидромотором. / А.И. Панченко, В.Т. Надыкто, А.А. Волошина/ Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С.171-179.

5. Баишта Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Баишта.- М.: «Машиностроение», 1971. – 671 с.

### **ОБОСНОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДОВ С ГИДРОМОТОРАМИ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА**

Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Иванов Г.И.

**Аннотация** - работа посвящена исследованиям функционирования гидрообъемной трансмиссии, состоящей из аксиально-поршневого регулируемого насоса и двух мотор-колес с планетарными гидромоторами.

### **THE OUTPUT CHARACTERISTICS' VALIDATION OF HYDRAULIC CIRCUIT WITH PLANETERY-TYPE HYDRAULIC MOTOR**

A. Panchenko, V. Kurchev, A. Voloshina, G. Ivanov

#### **Summary**

**Work is devoted research of functioning of hydrostatic transmission, which is included the axial-piston stirrable pump and two hub motors with planetary hydraulic motors.**

УДК 621.225.2: 001.891.573

## СИНТЕЗ ПАРАМЕТРИЧЕСКИ ОПТИМИЗИРУЕМОГО ГИДРОАГРЕГАТА С ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКОЙ

Лурье З.Я., д.т.н.,

*Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"*

Панченко А.И., д.т.н.,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Федоренко И.М., инж.,

*Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"*

Тел. (057) 707-61-28

**Аннотация** – в статье рассмотрено решение задачи синтеза гидроагрегата с учётом оптимизации по динамическому критерию снижения пиков давления.

**Ключевые слова** - гидроагрегат, пик давления, интегральная оценка.

**Введение.** Функционирование ряда гидрофицированных технологических машин, создаваемых в сельскохозяйственном машиностроении, станкостроении, металлургическом и горнодобывающим производствах, с нерегулируемыми объемными гидроагрегатами (ГА) характеризуется переменными нагрузками, приводящими к нежелательным забросам (пикам) давления рабочей жидкости (РЖ) в нагнетательных магистральных. Снижение пиков давления с помощью соответствующих настроек переливных и предохранительных клапанов не обеспечивает значений перерегулирования порядка 10-20%. Кроме того при этом снижается общий КПД ГА за счет слива РЖ в бак. Установка ГА с объемным регулированием повышает его стоимость и не всегда экономически обоснована. Совмещение нерегулируемых насосов с регулируемым по частоте приводным асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором (АД) [1] является перспективным направлением по энергосбережению, снижению пиков давления, увеличению ресурса работы ГА, снижению шума. Появления надежных промышленных преобразователей частоты электрического тока (ПЧ) для АД, обеспечивающих на своем выходе требуемое соотношение между частотой и амплитудой напряжения, развитие теоретических основ частотного управления АД [2-4] открывают возможность

ставить и решать научно-практические задачи для объемных ГА, подверженных переменным нагрузкам. К важному направлению исследований в этой области следует отнести задачи синтеза по динамическим критериям, решение которых будет способствовать повышению показателей качества переходных процессов объемных ГА.

На основе работ [8,9] можно сформулировать этапы синтеза рассматриваемых ГА, подверженных переменным нагрузкам (рис. 1).

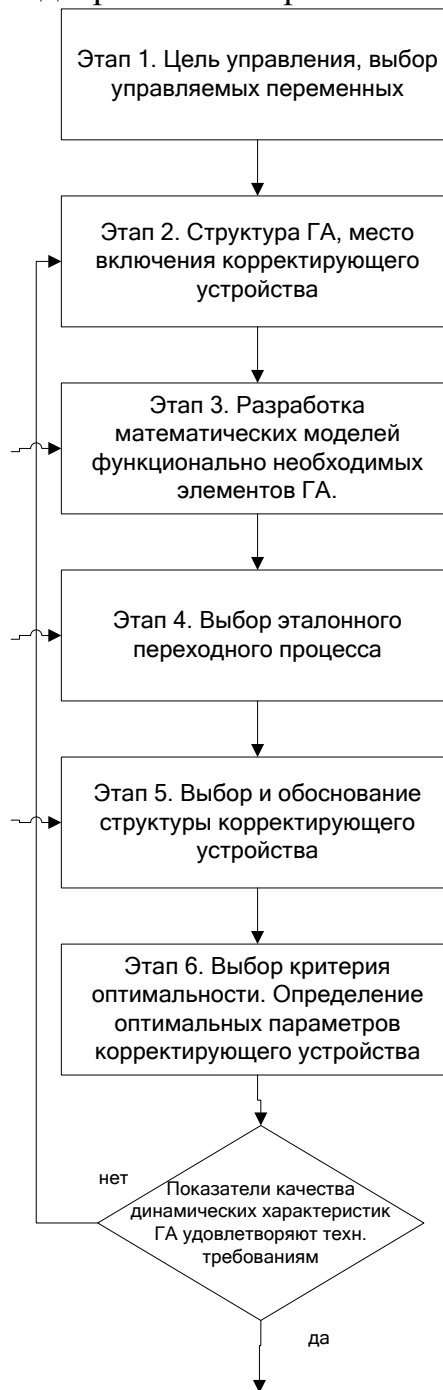


Рис. 1. Схема этапов синтеза.

Цель управления для рассматриваемых ГА состоит в поддержании давления РЖ в нагнетательной магистрали не выше допустимого в условиях эксплуатации при переменных нагрузках на рабочем органе технологической машины. К управляемой переменной относится частота вращения общего вала насоса и АД, питаемого от ПЧ. При этом изменяется геометрическая подача насоса так, чтобы обеспечить выполнение алгоритма управления.

На втором этапе выбирается конфигурация ГА, уточняются функционально необходимые элементы (насос, АД, ПЧ, дроссели, гидроаппаратура, измерительные преобразователи (датчики)) и согласуются по энергетическим показателям. Корректирующее устройство (КУ) намечается установить в цепи отрицательной обратной связи по давлению в нагнетательной магистрали.

Третий этап включает разработку наиболее полных математических моделей функционально необходимых элементов (неизменяемой части ГА).

На четвертом этапе с учетом цели управления (этап 1) и динамических характеристик неизменяемой части ГА (на основе этапа 3) формируется (строится) зависимость давления в функции времени, являющаяся желаемой (эталонной).

Пятый этап связан с анализом применяемых к настоящему времени корректирующих устройств, реализующих последовательную коррекцию, параллельную коррекцию, отрицательные корректирующие обратные связи (пассивные и активные четырехполюсники постоянного тока, реализующие передаточные функции реальных интегрирующих, дифференцирующих, интегро-дифференцирующих звеньев); пассивные четырехполюсники переменного тока и др. Основой для предварительного выбора КУ является математическая модель неизменяемой части (этап 3). В качестве варианта для рассматриваемых ГА следует выбрать параметрически оптимизируемый КУ, каким является ПИД-регулятор с 3 каналами настройки.

На шестом этапе подвергаются анализу различные критерии оптимальности, применяемые при постановке оптимизационных задач в различных отраслях науки и техники: интегральные квадратичные оценки, интегральный взвешенный модуль ошибки (ИВМО) и другие критерии, позволяющие оценить близость кривых в интегральном смысле за время переходного процесса. Выбор критерия, выбор КУ и математическая модель неизменяемой части ГА определяют постановку оптимизационной задачи на ЭВМ и её решение завершает синтез рассматриваемых ГА, если удовлетворяются технические требования. Таким образом, можно отметить, что этап 6 в синтезе ГА по существу является вариационной задачей в его составе, когда требуется

получить экстремум функционала, который избран в качестве критерия оптимальности.

*Анализ литературных источников.* В работе [5] приведено исследование частотно-регулируемого АД с векторным управлением, который рекомендуется сегодня к применению большой группы машин и механизмов в различных отраслях промышленности. Отмечаются достоинства векторного управления: точная обработка заданной скорости с компенсацией скольжения, сохранение необходимой величины момента при малых частотах питания, плавная работа АД и быстрая реакция на скачки нагрузки вследствие высокой динамики регулирования.

Работа [2] посвящена описанию современных преобразователей частоты, их основных характеристик, обеспечивающих высокие коэффициенты мощности, быстродействия, это, на наш взгляд, открывает возможность улучшения выходных характеристик ГА при их применении.

Для механизмов главного движения металлорежущих станков разработан электропривод переменного тока на базе АД с векторным управлением [10]. Отмечается, что он имеет ряд преимуществ по сравнению с электроприводом постоянного тока в части максимальной частоты вращения, снижения массы, увеличения межремонтного периода.

В работе [11] рассматривается математическая модель системы водоснабжения с насосными агрегатами, которые приводят в движение АД с питанием от ПЧ. При этом в модели используется готовый блок АД с ПЧ, реализованный в пакете Matlab и предложена модель насоса и водоводов. Из описания модели и её функциональной схемы, неясно, имеются ли в системе корректирующие устройства с воздействием на ПЧ при изменениях подачи и напора воды.

Фирма Lenze использует АД с ПЧ типа 8200 Vector для стабилизации давления в системе водоснабжения [12]. В систему встроены ПИД-регуляторы с целью более плавного регулирования давления, устранения резких его колебаний и гидроударов. Экономия электроэнергии за счет снижения подачи насоса в часы “отдыха” окупает затраты на создание системы менее, чем за 1 год.

Таким образом, проблема снижения пиков давления РЖ в ГА технологических машин с переменной нагрузкой и насосной установкой с регулируемым асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором ещё далека до своего решения, в том числе путем синтеза параметрически оптимизируемых корректирующих устройств, средств мехатроники и до настоящего времени остается актуальной.

*Цель работы* - обоснование решения оптимизационной задачи синтеза гидроагрегата.

*Постановка задачи.* На рис. 1 изображена принципиальная гидравлическая схема гидроагрегата с регулируемым приводным двигателем насосной установки и параметрически оптимизируемым устройством обратной связи по давлению РЖ в напорной магистрали. Гидроагрегат включает: шестеренный насос Н, асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором с питанием от частотного преобразователя, измерительный преобразователь давления (ПД), предохранительный клапан и устройство обратной связи Куос по давлению (включающий нелинейные преобразователи и параметрически оптимизируемый ПИД-регулятор). Давления в соответствующих точках схемы обозначены через  $p_1$ ,  $p_{сл}$ ,  $p_{вс}$ . В качестве имитатора переменного давления  $p_1$  в схеме применен дроссель Др, проходное сечение которого можно формировать по различным законам.

Включение в состав ГА преобразователя частоты для регулирования скорости вращения АД позволяет менять подачу насоса в функции давления РЖ, оставляя за предохранительным клапаном функцию защиты от возможной перегрузки, не возлагая на него режим переливного клапана. Обеспечение желаемых показателей качества процессов, вызванных управляющими воздействиями (перерегулирования, числа колебаний, статической точности, быстродействия и др.) можно достичь при постановке и решении задачи синтеза по динамическому критерию относительно давления  $p_1$ .

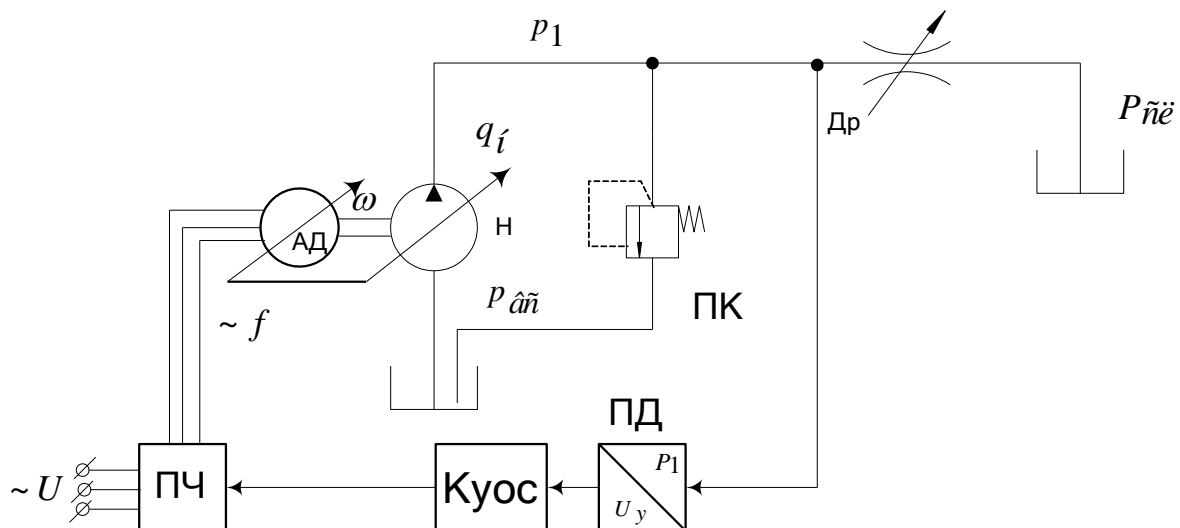


Рис. 1. Схема гидроагрегата с переменной нагрузкой:

Н - насос, АД - асинхронный электродвигатель, ПЧ – преобразователь частоты, Др - регулируемый дроссель, ПД - преобразователь давления



(датчик), Куос - корректирующее устройство обратной связи по давлению, КП - предохранительный клапан.

В качестве критерия оптимизации рассматривается относительная интегральная оценка

$$I = \frac{\int_0^{t_k} |p_1(t) - p_{1\text{æäë}}(t)| dt}{\int_0^{t_k} p_{1\text{æäë}}(t) dt} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где  $p_{1\text{æäë}}(t)$  – желаемый закон изменения давления  $p_1$  при разгоне ГА, включая участок возмущающего воздействия нагрузки (практически скачкообразного уменьшения площади  $D_p$ );  $p_1(t)$  – кривая давления, получаемая на математической модели в процессе синтеза;  $t_k$  – время наблюдаемого процесса. Значение критерия  $I$  учитывает близость кривых  $p_{1\text{æäë}}(t)$  и  $p_1(t)$  в интегральном смысле за время  $t_k$ .

В качестве корректирующего устройства, широко применяемого в линейных системах, используем для исследуемого ГА (описываемого нелинейной моделью) ПИД-регулятор, параметры настройки которого подлежат оптимизации. Следует отметить, что известны примеры эффективного функционирования ПИД-регулятора в нелинейных системах.

При выборе кривой  $p_{1\text{æäë}}(t)$  учитывается, что при  $p_1(t) < p_{1\text{доп}}$  она аналогична кривой  $p_1(t)$ , и коэффициент  $K_f$  на этом участке кривой равен 1 (частота питания АД равна 50 Гц).

При  $p_1(t) > p_{1\text{доп}}$ , что вызвано увеличением нагрузки,  $p_{1\text{æäë}}(t) = p_{1\text{äïï}} = \text{const}$ . Здесь  $p_{1\text{äïï}}$  – допустимое давление РЖ в нагнетательной магистрали ГА при эксплуатации.

Рассогласование  $U_{\text{ep1}}$  между сигналом  $U_y$  (величиной, пропорциональной текущему значению  $P_1$ ) и заданным сигналом  $U_{\text{удоп}}$  (величиной пропорциональной тому значению давления  $p_{1\text{äïï}}$ , которое должно обеспечиваться в ГА при изменении нагрузки за счет обратной связи), определяется неравенством

$$U_{\text{ep1}} = \begin{cases} 0 & \text{ïðè } p_1 \leq p_{1\text{äïï}} , \\ U_y - U_{\text{yäïï}} & \text{ïðè } p_1 > p_{1\text{äïï}} . \end{cases} \quad (2)$$

Согласно выражению (2) программно или аппаратным образом строится нелинейный преобразователь НП. Сигнал  $U_{\text{сп1}}$  подключен ко входу ПИД-регулятора ( $K_{\text{уос}}$  на рис. 1), выходной сигнал равен

$$U_{\ddot{i}\ddot{a}\ddot{a}} = U_{\text{сп1}} K_i + K_u \int_0^{t_k} U_{\text{сп1}} dt + K_d \frac{dU_{\text{сп1}}}{dt}, \quad (3)$$

где  $K_i, K_u, K_d$  – параметры настройки пропорционального, интегрального и дифференциального каналов, подлежащие оптимизации. При этом чистое дифференцирование в модели и натурном образце реализуется в виде передаточной функции реального дифференцирующего звена.

АД в модели представлен механической характеристикой

$$M_{\ddot{a}} = [2M_k S_k \omega_0 (\omega_0 k_f - \omega)] / [(\omega_0 k_f - \omega)^2 + \omega_0^2 S_k^2], \quad (4)$$

при построении которой учтено, что с уменьшением  $f$  в такой же пропорции уменьшается напряжение на его статоре.

Здесь  $M_k$  – критический (максимальный) момент,  $S_k$  – критическое скольжение,  $S = (\omega_0 - \omega(t)) / \omega_0$  – текущее скольжение,  $\omega_0$  – угловая синхронная скорость,  $\omega$  – текущее значение угловой скорости,  $k_f = f/50$  – коэффициент снижения частоты питания АД относительно номинальной частоты 50 Гц.

Давление  $p_1$  в напорной магистрали ГА определяется уравнением

$$\dot{p}_1(t) = \frac{q_{\text{i}\ddot{a}}(t) - q_{\text{o}\ddot{r}}(t) - q_{\text{a}\ddot{d}}(t) - q_{\text{e}\ddot{i}}(t)}{V_T} E_f(p_1, m_0) \quad (5)$$

$$\text{Здесь } q_{\text{i}\ddot{a}}(t) = V_0^f \omega_0(t) / 2\pi - \quad (6)$$

геометрическая подача насоса в функции переменной частоты его вала;

$$q_{\text{o}\ddot{r}}(t) = \tilde{N}_{\text{o}\ddot{r}} p_1(t) - \quad (7)$$

объёмные потери насоса;

$$q_{\text{a}\ddot{d}}(t) = \mu_{\text{a}\ddot{d}}(\text{Re}\ddot{a}) A_{\text{a}\ddot{d}}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{\text{N}\ddot{E}}]} - \quad (8)$$

расход через регулируемый дроссель;

$$q_{\dot{E}\dot{E}}(t) = \mu_{\dot{E}\dot{E}}(\text{Re}\dot{e}\dot{i}) A_{\dot{V}\dot{E}\dot{E}}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{\tilde{N}\dot{E}}]} \quad (9)$$

расход через предохранительный клапан;  $E_i$  – объёмный модуль упругости двухфазной РЖ в функции давления  $p_1$  и относительного объема  $m_0$  газовой составляющей [13];  $\tilde{N}_{\dot{O}\dot{I}}$  – коэффициент объёмных потерь;  $\mu_{\dot{a}\dot{\delta}}(\text{Re}\dot{a}\dot{\delta})$ ,  $\mu_{\dot{E}\dot{E}}(\text{Re}\dot{e}\dot{i})$  – соответственно коэффициент расхода РЖ в функции  $\text{Re}\dot{a}\dot{\delta}$  течения РЖ в дросселе и  $\text{Re}\dot{e}\dot{i}$  течения РЖ через КП [14];  $A_{\dot{a}\dot{\delta}}(t)$  – переменная площадь дросселирующего отверстия Др;  $A_{\dot{V}\dot{E}\dot{E}}$  – площадь дросселирующей щели КП;  $V_T$  – объём РЖ в каналах и трубопроводе между Н и КП [11].

В уравнении движения ГА

$$M_g(t) - M_{\tilde{n}\dot{i}}(t) - M_{xx} = J_{\Sigma} \dot{\omega} \quad (10)$$

учитывается момент сопротивления  $M_{\tilde{n}\dot{i}}(t) = \frac{V_0^H}{2\pi} p_1(t)$ , создаваемый нагруженным насосом, и момент  $M_{xx}$  холостого хода.

На рис.2 изображена структурно-функциональная схема ГА, построенная согласно уравнениям (6)-(12). Входным воздействием является геометрическая подача насоса  $q_{\dot{I}\dot{A}}$ , зависящая от частоты вращения вала АД, выходными переменными являются давление  $p_1(t)$  и скорость  $\omega(t)$ . К постоянным параметрам ГА относятся  $V_0^i$ ,  $\tilde{N}_{\dot{O}\dot{I}}$ ,  $\rho$ ,  $p_{\tilde{N}\dot{E}}$ ,  $\omega_0$ ,  $M_k$ ,  $S_k$ ,  $J_{\Sigma}$ ,  $M_{xx}$ , а к переменным –  $\mu_{\dot{a}\dot{\delta}}$ ,  $\mu_{\dot{E}\dot{E}}$ ,  $A_{\dot{V}\dot{E}\dot{E}}$ . Возмущающим воздействием, приводящим к повышению давления  $p_1$ , является уменьшение площади  $\dot{A}_{\dot{a}\dot{\delta}}$  регулируемого дросселя Др согласно выражению

$$A_{\dot{a}\dot{\delta}} = \begin{cases} A_{\dot{a}\dot{\delta}i} - \frac{t}{t_0} (A_{\dot{a}\dot{\delta}i} - A_{\dot{a}\dot{\delta}e}) & \dot{i}\dot{\delta}e \quad 0 \leq t \leq t_0, \\ A_{\dot{a}\dot{\delta}e} & \dot{i}\dot{\delta}e \quad t > t_0, \end{cases} \quad (11)$$

где  $A_{\dot{a}\dot{\delta}i}$ ,  $A_{\dot{a}\dot{\delta}e}$  – соответственно начальное и конечное значения площади Др;  $t_0$  – время, в течение которого  $\dot{A}_{\dot{a}\dot{\delta}}$  уменьшается со значения  $\dot{A}_{\dot{a}\dot{\delta}i}$  до  $\dot{A}_{\dot{a}\dot{\delta}e}$ .

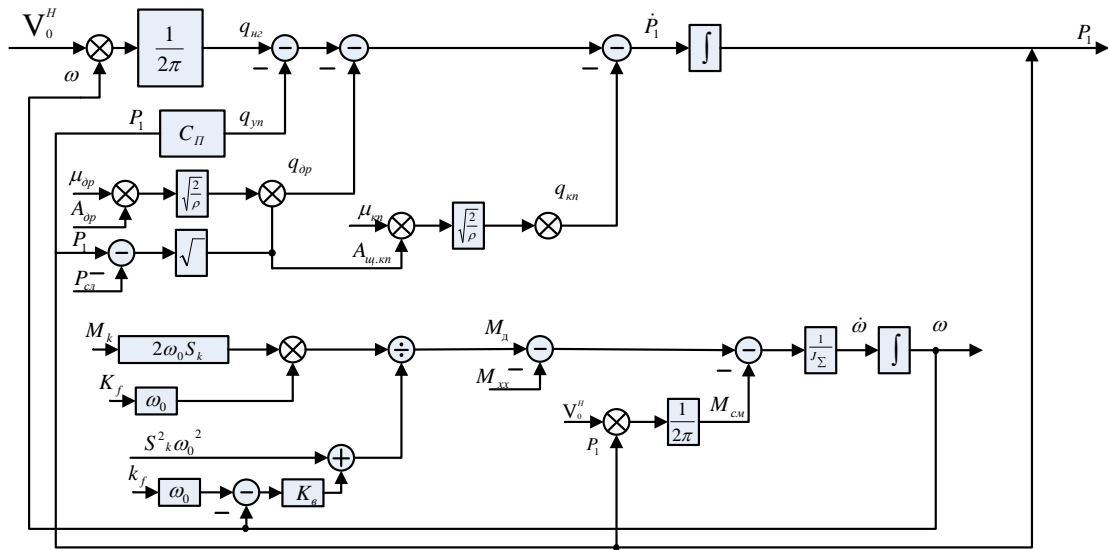


Рис. 2. Структурно-функціональна схема ГА

Коэффициенты  $K_f$ , показанные на рис.2 как внешние переменные движущего момента АД, определяются в модели ГА с помощью обратной связи по давлению  $p_1$  для поддержания постоянного  $p_{1\dot{a}\ddot{a}r}$  согласно неравенству

$$K_f^* = \begin{cases} 1 & \text{їđđ } p_1 \leq p_{1\dot{a}\ddot{a}r} , \\ 1 - \hat{E}_{f\ddot{a}\ddot{a}} & \text{їđđ } p_1 > p_{1\dot{a}\ddot{a}r} , \end{cases} \quad (12)$$

где  $\hat{E}_{f\ddot{a}\ddot{a}} = U_{\ddot{a}\ddot{a}}$  (уравнение (3)).

Введем ограничение минимального значения  $K_{f\min}^* = 0,1$ , т.е.

$$K_{f}^{**} = \begin{cases} 0,1 & \text{їđđ } K_f^* \leq 0,1, \\ K_f^* & \text{їđđ } K_f^* > 0,1. \end{cases} \quad (13)$$

Тогда  $K_f = \frac{f}{50} = K_{f}^{**}$ .

С целью исключения пиковых изменений  $K_f$ , сигнал  $K_{f}^{**}$  подключим на вход апериодического звена, т.е.  $K_f = \frac{K_{f}^{**}}{TS + 1}$ , где T - постоянная времени, которая уточняется при машинном эксперименте.

На рис. 3 показана структурно-функціональна схема (диаграмма) вычислительных блоков в пакете VisSim, реализующая выражения (3), (12)-(14). Блоки ПРК1 - ПРК3 выполняют функции программных переключателей в зависимости от значения выходных сигналов (0 или 1) логических блоков ЛБ1 - ЛБ3  $\llcorner$ .

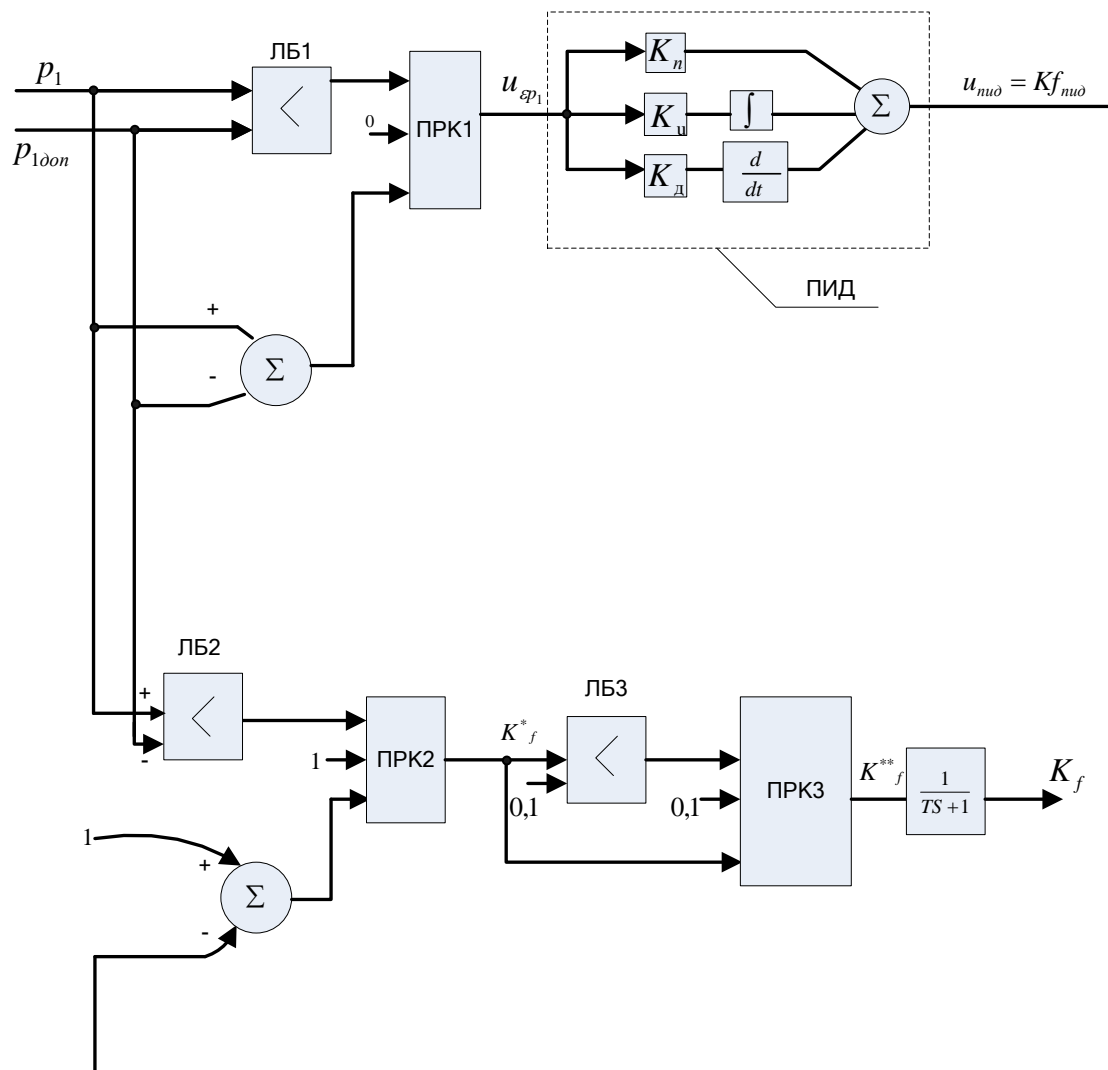


Рис. 3. Схема формирования сигнала обратной связи ГА по давлению с параметрически оптимизируемым ПИД-регулятором

В качестве оптимизируемых параметров рассматриваются коэффициенты  $K_i, K_u, K_d$  каналов настройки ПИД-регулятора, совокупность значений которых обеспечит близость оптимальной кривой  $p_1^\circ$  к  $p_{1\text{ээт}}(t)$ , выбранной в качестве эталона.

*Решение.* Поставленная задача синтеза является однокритериальной со многими варьируемыми параметрами. В табл.1 показаны результаты оптимизации по критерию I при различных начальных значениях варьируемых параметров  $K_i, K_u, K_d$ . Учитывая, что синтезируется ГА, описываемый нелинейной моделью, возникла необходимость выбрать несколько различных совокупностей начальных значений  $K_i, K_u, K_d$ .

Как видно из таблицы, каждой совокупности начальных значений соответствует различное сочетание оптимальных значений

$K_i^{\circ} - K_a^{\circ}$  (буквой «о» в верхнем индексе отмечается оптимальное значение параметра) и практически одинаковое значение критерия  $I$  (от 2,15 до 2,31%). В качестве метода оптимизации выбран итеративный метод Powell, который имеется в пакете VisSim, и является разновидностью методов покоординатного спуска. Число интеграций колеблется от 32 до 37. Дискретность и время интегрирования при оптимизации выбраны 0,0001 и 0,85 с.

Таблица 16

## Результаты оптимизации

Начальные значения				Оптимальные значения					Параметры интегрирования при оптимизации	
№	$K_i$	$K_u$	$K_a$	$K_a^{\circ}$	$K_a^{\circ}$	$K_a^{\circ}$	$I, \%$	Число итераций	Дискретность, с	Время интегр., с
1	0,5	0,1	0,001	4,57	4,57	$1,4 \cdot 10^{-3}$	2,31	33	0,0001	0,85
2	1	0,25	0,001	4,9	5,8	$1,6 \cdot 10^{-3}$	2,29	37	0,0001	0,85
3	2	0,5	0,001	4,62	6,15	$1,45 \cdot 10^{-3}$	2,28	32	0,0001	0,85
4	3	1	0,001	4	7,54	$1,2 \cdot 10^{-3}$	2,15	33	0,0001	0,85

На рис.4 показаны оптимальная кривая  $p_1$  (рис.4а, кривая 1) и желаемая (рис.4а, кривая 2) кривая изменения критерия  $I(t)$  с момента включения обратной связи по давлению  $p_1$  с функционированием ПИД-регулятора, полученные по результатам синтеза в соответствии с п.1 таблицы. Значение критерия в конце процесса интегрирования уравнений ГА уменьшается и в конце становится равным 2,31%.

Математическая модель ГА характеризуется большим числом переменных: геометрической подачей  $q_{iA}$ , объемными потерями насоса  $q_{oi}$ , расходом через дроссель  $q_{ad}$ , давлением  $p_1$  в нагнетательной магистрали, угловой скоростью вала насоса  $\omega$  и др. Поэтому представляет практическую значимость характер переходных процессов после синтеза ГА. На рис.5 изображены осциллограммы переходных процессов 4 переменных, которые иллюстрируют режим разгона с выходом на установившееся движение синтезированного ГА.

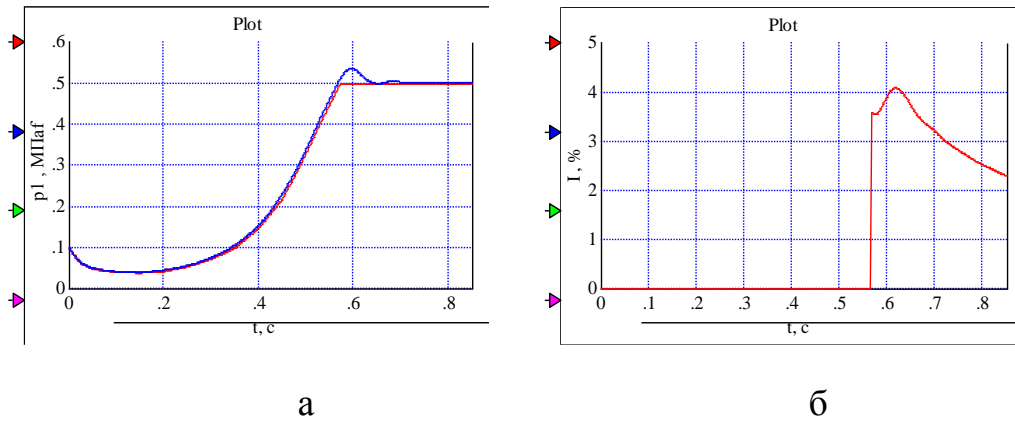


Рис. 4. Результаты синтеза по критерию  $I(t)$ :  
 а – оптимальная (кривая 1) давления  $p_1$ , желаемая (кривая 2) давления  $p_1$ ;  
 б – кривая изменения  $I(t)$  с момента включения обратной связи по давлению  $p_1$ .

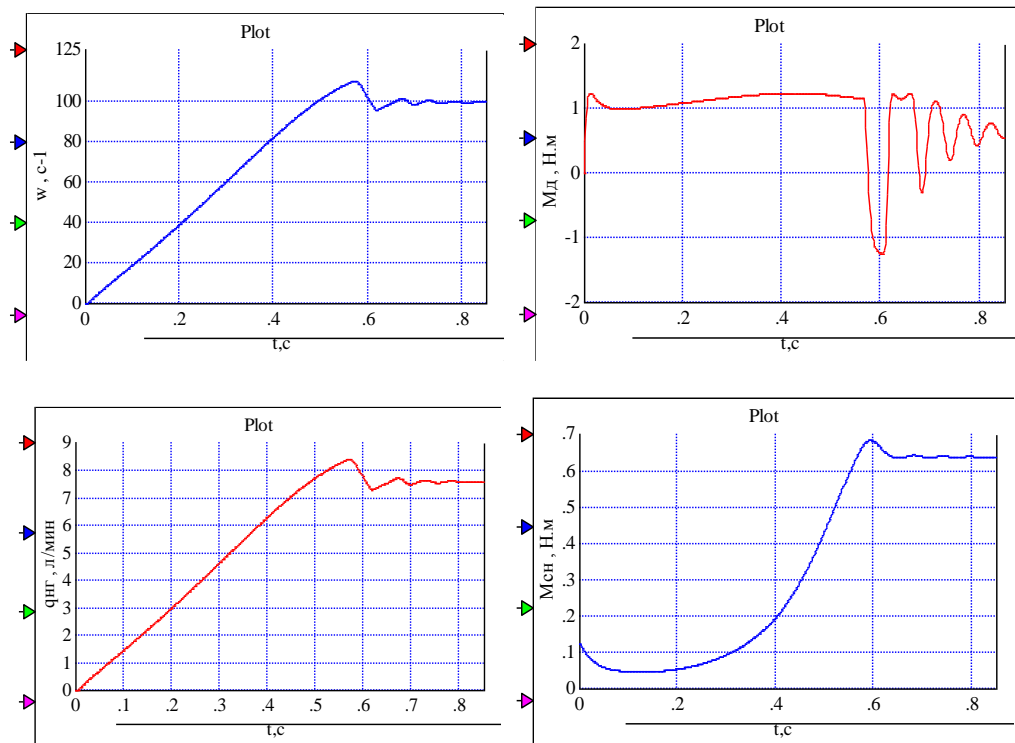


Рис. 5. Переходные процессы угловой скорости  $w$  вала АД и Н, движущего момента  $M_d$  АД, геометрической подачи  $q_{нг}$  и момента сопротивления  $M_{сн}$  гидроагрегата после синтеза.

*Выводы.*

1. Задача синтеза гидроагрегата непосредственно связана с постановкой и решением оптимизационной задачи по назначенному динамическому критерию снижения пиков давления и ввод корректирующего устройства (например, ПИД-регулятора).

2. Выполненные исследования показали, что в качестве критерия оптимальности следует использовать относительную интегральную оценку, которая учитывает близость оптимальной и желаемых кривых за время переходного процесса.

3. Предложенное формирование сигнала обратной связи по давлению может быть применено и для других корректирующих устройств при синтезе ГА с переменной нагрузкой.

## Литература

1. *Тихенко В.Н.* разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем насосной установки/ *В.Н. Тихенко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2006.- №1(11).- С.84-86.
2. *Лимонов Л.Г.* Применение серийных преобразователей частоты фирмы АВВ с прямым управлением моментом электродвигателя / *Л.Г. Лимонов, В.П. Маргулис, Г.И. Хромачев* // Електромашинобудування та електрообладнання. Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика.- К.: Техніка, 2006.- С. 30-32.
3. *Чиликин М.Г.* Теория автоматизированного электропривода / *М.Г. Чиликин, В.И. Ключев, А.С. Сандлер.*- М.: Энергия, 1979.– 616 с.
4. *Башарин А.В.* Управление гидроприводами / *А.В. Башарин, В.А. Новиков, Г.Г. Соколовский.* – Л.: Энергоиздат, 1982. – 392 с.
5. *Чермалых В.М.* Исследование динамики и энергетических показателей асинхронного электропривода с векторным управлением методом виртуального моделирования / *В.М. Чермалых, А.В. Чермалых, И.Я. Майданских* // Проблеми автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008. – С. 41-45.
6. *Перельмутер В.М.* Прямое управление моментом и током двигателей переменного тока / *В.М. Перельмутер.* – Харьков: Основа, 2004. – 210 с.
7. *Ковач К.П.* Переходные процессы в машинах переменного тока / *К.П. Ковач, И. Рац.* – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 744 с.
8. *Дорф Р.* Современные системы управления / перевод с английского Б.И. Копылова / *Р. Дорф, Р. Бишон.* – М.: Лаборатория базовых знаний, 2004. – 232 с.
9. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в 5 т. ; изд. перераб. и доп., Т.3.: Синтез ре-



- гуляторов систем автоматического управления / Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егунова.- М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004.- 616 с.
10. *Войтенко В.А.* Электропривод переменного тока с векторным управлением типа ЭГАП-1 на базе асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором / *В.А. Войтенко, Л.А. Шниглер, А.М. Фель* // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. - Харьков: Основа, 1997.- С. 203-204.
11. *Кінчур О.Ф.* Моделювання електроприводу насосної станції водопостачання / *О.Ф. Кінчур* // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика.- Харьков: НТУ “ХПИ”, 2008.- С. 241-242.
12. Промышленный электропривод переменного тока : [Перспект] / Фирма Lenze. - С.123.
13. *Прокофьев В.Н.* Определение критерия упругости гидропривода / *В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанов* // Изв. ВУЗов. Машиностроение. - 1966. - №7.- С.70-74.
14. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* - М.: Машиностроение, 1990.- 272 с.

## **СИНТЕЗ ПАРАМЕТРИЧНО ОПТИМІЗОВАНОГО ГІДРОАГРЕГАТА ЗІ ЗМІННИМ НАВАНТАЖЕННЯМ**

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Федоренко І.М.

*Анотація* – у статті розглянуте рішення завдання синтезу гідроагрегата, з урахуванням оптимізації за динамічним критерієм зниження піків тиску.

## **SYNTHESIS OF A PARAMETRICALLY OPTIMIZED HYDRAULIC UNIT HAVING VARIABLE LOAD**

Z. Lourier, A. Panchenko, I. Fedorenko

### *Summary*

**Solution of a problem of the synthesis of a hydraulic unit with taking account of the optimization by a dynamical criterion of decreasing of pressure peaks is considered in the presented paper.**

УДК 621.225.001.4

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ТИПОРОЗМІРНОГО РЯДУ ПРОЕКТОВАНИХ ГІДРОМАШИН ДЛЯ ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Кюрчев С.В., к.т.н.,

Бескупський О.Д., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена обґрунтуванню типорозмірного ряду проєктованих гідромашин для гідроприводів мобільної техніки та параметрів регулювання тракторів і сільськогосподарських машин по три-, чотири- і шестимашинній схемах, а також питанням гідравлічного приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки від насосів ходових систем.

**Ключові слова** – типорозмірний ряд, гідрооб'ємна трансмісія, мотор-колесо, приведений робочий об'єм.

*Постановка проблеми.* Однією з важливих задач в сільгоспмашинобудуванні сьогодні є гідрофіксація ходових систем самохідної техніки. Аналіз показав, що недоліком використання існуючих гідрооб'ємних трансмісій є малий діапазон регулювання передатного відношення і, як наслідок, обов'язкове застосування додаткових редукторів, що досить ускладнює конструкцію ходової частини в цілому, роблячи її більш трудомісткою у виготовленні і менш надійною в експлуатації. Таким чином, необхідно провести дослідження по обґрунтуванню типорозмірного ряду проєктованих гідромашин для гідроприводів мобільної техніки та параметрів регулювання тракторів і сільськогосподарських машин по три-, чотири- і шестимашинній схемах, а також розглянути питання гідравлічного приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки від насосів ходових систем.

*Аналіз останніх досліджень.* Як показав досвід останніх років використання існуючих гідрооб'ємних трансмісій [1] не завжди приводить до очікуваного результату. Всі вітчизняні гідрооб'ємні трансмісії, як правило, містять двох машинну схему: один аксіально-поршневий регульований насос 23-типорозміру і один не регульова-

ний гідромотор. Недоліком цих гідрооб'ємних трансмісій є малий діапазон регулювання передатного відношення і як слідство, обов'язкове застосування додаткових редукторів, що досить ускладнює конструкцію ходової частини в цілому, роблячи її більш трудомісткою у виготовленні і менш надійною в експлуатації.

*Ціль статті* – підвищення продуктивності мобільної техніки шляхом впровадження гідроприводу ходових систем та активних робочих органів, структурна схема якого набирається з типізованих і уніфікованих елементів: насосів, мотор-колес і вузлів розподілу.

*Основна частина.* У даній роботі викладені дослідження по обґрунтуванню типорозміру гідромашин гідрофікованих ходових систем тракторів та мобільної сільськогосподарської техніки.

Аналіз функціональних особливостей роздільно-агрегатної гідрооб'ємної трансмісії дає можливість побудови на її основі типорозмірний ряд гідромашин – мотор-колес та насосів [2]. З цією метою зручно скористатися узагальненими питомими значеннями приведенного об'єму мотор-колес наведеними до одиниці номінального дотичної сил тяги мобільної сільськогосподарської техніки. Тоді приведенний робочий об'єм мотор-колес можна визначити

$$V_{\text{мприв}} = P_{\text{к}} \cdot \frac{r_{\text{к}}}{\Delta p}, \quad (1)$$

де  $P_{\text{к}}$  - дотична сила тяги;

$r_{\text{к}}$  - радіус ведучого колеса;

$\Delta p$  - перепад тиску у магістралях ГОТ.

При однаковому для всього ряду гідромашин перепаді тисків  $\Delta p$  (у даному розрахунку для планетарних гідромашин він прийнятий рівним 25 МПа) – приведенний робочий об'єм гідромоторів залежить тільки від радіуса колеса. Відомо (табл.1), що діаметри колес у тракторів основних класів і самохідних комбайнів знаходяться у межах 1000...1900 мм, тому і приведенний об'єм приводних гідромоторів має невеликий розбіг для всіх колісних тракторів і самохідних комбайнів ( $V_{\text{мприв}} = 2,0...3,8$ л). Діаметри ведучих зірочок сучасних гусеничних тракторів знаходяться практично у таких же межах - 700...1500мм, тому приведенний робочий об'єм тягових гідромоторів у гусеничних машин можна прийняти –  $V_{\text{мприв}} = 1,4...3,0$ л, що приблизно вдвічі менше, ніж для колісних машин.

Приведений робочий об'єм насоса

$$V_{\text{нприв}} = P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}}}{\Delta p} i_{\text{тп}}, \quad (2)$$

де  $i_{mp}$  – передаточне відношення ГОТ (для ходових систем мобільної техніки  $i_{mp} = 10 \dots 15$ ).

Таблиця 1  
Параметри ходових систем сучасних тракторів

Тяговий клас трактора	Швидкість трактора (км/год)		Діаметр (мм)	
	гусеничного	колісного	вед. зірочки	вед. колеса
0,9	-	25,0...40,0	-	1050...1300
1,4	-	29,0...40,0	-	1200...1700
2,0	11,0...28,0	39,0...50,0	-	1550...1860
3,0	25,0...40,0	39,0...50,0	355...700	1100...1960
4,0	25,0...40,0	39,0...50,0	355...700	1000...1960
5,0	25,0...40,0	39,0...50,0	750...775	1100...1960
6,0	25,0...40,0	39,0...50,0	750...775	1100...1960
8,0	25,0...35,0	39,0...42,0	750...775	1100...1960

З огляду на однакові для всіх трансмісій величини  $i_{mp}$  і  $\Delta p_{max}$ , можна сказати, що приведений робочий об'єм насосів залежить тільки від розрахункової швидкості руху, у колісних тракторів вона становить 40...50 км/год, а в гусеничних – близько 25 км/ч. Таким чином  $V_{H_{прив}}$  у гусеничних тракторів приблизно вдвічі менше, ніж у колісних.

Ці принципові розуміння можуть бути покладені в основу побудови єдиного потужного і типорозмірного ряду гідрооб'ємної трансмісії тракторів і самохідних комбайнів і уніфікації насосів і гідромоторів.

Дійсний робочий об'єм мотор-колеса

$$V_{M\partial} = \frac{V_{M_{прив}}}{z_M}, \quad (3)$$

де  $z_M$  – кількість тягових гідромоторів.

Дійсний робочий об'єм насоса

$$V_{H\partial} = \frac{V_{H_{прив}}}{z_H}, \quad (4)$$

де  $z_H$  – кількість насосів.

Як показують розрахунки, гідротрансмісії тракторів і самохідних комбайнів можуть бути виконані на основі чотирьох типорозмірів гідромашин, у тому числі двох типорозмірів мотор-коліс і трьох типо-

розмірів насосів.

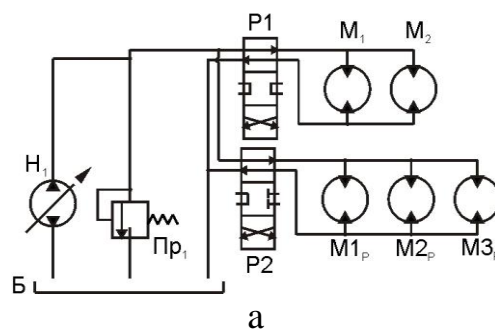
Потужність, передана гідротрансмісією приблизно на 30% нижче потужності відповідних мотор-колів [3], що забезпечує її роботу в основних режимах без перевантажень. Створюється можливість для уніфікації гідрооб'ємної трансмісії універсально-просапних тракторів класу 14,0 кН і самохідних комбайнів по мотор-коласам і насосам.

Слід зазначити, що така уніфікація стає можливою лише при застосуванні роздільно-агрегатної системи гідрооб'ємної трансмісії, що містить двохнасосний агрегат і ступінчасто регульовані тягові гідромотори.

В зв'язку з тим, що на привод активних робочих органів витрачається 50...60% потужності двигуна, а також враховуючи те, що обидва насоси використовуються для тягових цілей лише при максимальній швидкості руху, що не збігається з робочими режимами машинно-тракторних агрегатів, то, один з насосів роздільно-агрегатної гідротрансмісії може бути переключений для живлення гідромоторів, установлених у приводних механізмах сільгоспмашин. Цей же насос із відповідною розподільною апаратурою може бути використаний для відбору потужності на тракторі з гідрооб'ємною трансмісією.

Таким чином, можна констатувати про технічну можливість і доцільність створення єдиної системи силового гідроприводу для тракторів і сільгоспмашин (рис. 1). Ця система може бути утворена мінімальним числом гідромашин і структурних схем на основі безступінчасто регульованих двонасосних агрегатів і ступінчасто регульованих (двошвидкісних) мотор-колів.

Структурні схеми (рис. 1) набираються з типізованих і уніфікованих елементів: насосів  $H_1$  і  $H_2$ , мотор-колів  $M_1...M_4$  і вузлів розподілу  $P1$ ,  $P2$  та  $P3$ . Насосний агрегат, що складається з одного насоса  $H_1$  (рис. 1, а), або двох  $H_1$  і  $H_2$  (рис. 1, б,в) у сполученні з виносними гідромоторами  $M1_p...M3_p$ , встановленими на сільгоспмашинах, утворює гідравлічну систему відбору потужності, а також забезпечують ходові системи всіх колісних і гусеничних модифікацій тракторів, самохідних комбайнів.



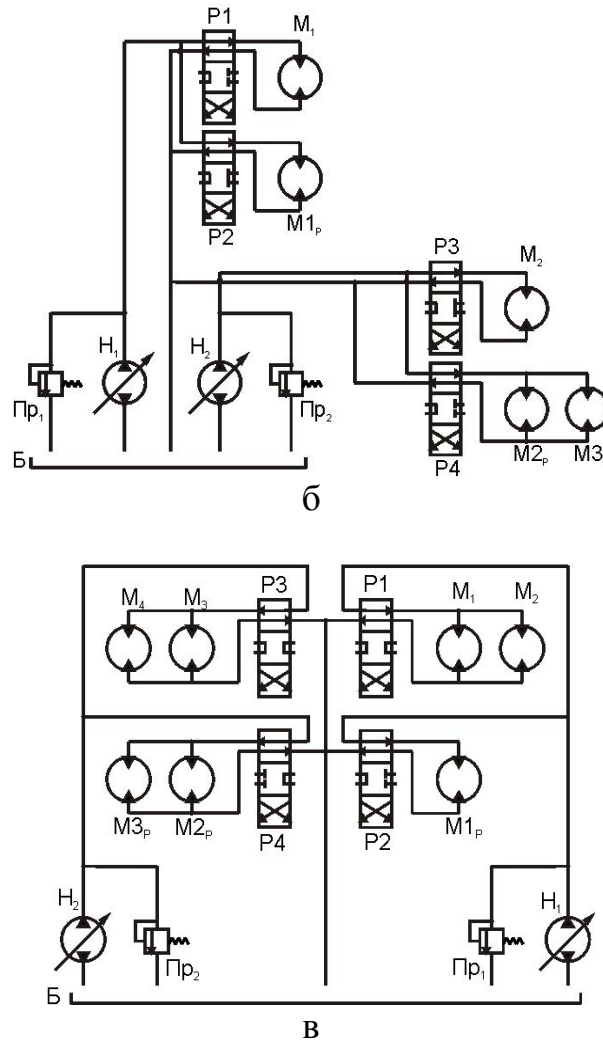


Рис. 1. Варіанти гідросистем силового гідроприводу мобільної сільськогосподарської техніки з валом відбору потужності:  
 а – тримашинна система ГОТ; б – чотиримашинна система ГОТ;  
 в – шестимашинна система ГОТ:

$H_1$  і  $H_2$  – насоси;  $M_1...M_4$  – мотор-колеса ходової системи ГОТ;  
 $M_{1p}...M_{3p}$  – вносні гідромотори привода активних робочих органів;  
 $P_1, P_2, P_3$  та  $P_4$  – секції гідророзподільника;  $Pr_1$  та  $Pr_2$  – запобіжні клапани.

Така система забезпечує індивідуальне, незалежне регулювання активних робочих органів, істотне підвищення продуктивності мобільної машини або машинно-тракторного агрегату, що в комплексі сприяє поліпшенню якості роботи.

*Висновки.* У результаті проведених досліджень по обґрунтуванню типорозмірного ряду проєктованих гідромашин для гідроприводів мобільної техніки встановлено, що діаметри коліс тракторів знаходяться у межах 1000...1900мм, а приведений об'єм мотор-коліс для забезпечення максимальної швидкості руху на робочих швидкостях повинен становити  $V = 2,0...3,8$ л; діаметри ведучих зірочок сучасних

гусеничних рушіїв знаходяться у межах 700...1500мм, а приведений об'єм гідромоторів повинен становити  $V = 1,4...3,0$ л, що пояснюється співвідношення діаметрів коліс і ведучих зірочок. Обґрунтовано параметри регулювання тракторів і сільськогосподарських машин по три-, чотири- і шестимашинній схемах. Розглянуто питання гідравлічного приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки від насосів ходових систем.

Література:

1. *Панченко А.И.* Преобразователи энергии потока жидкости, применяемые в силовых гидроприводах / *А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Тимов*// *Праці ТДАТА.* – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 47-58.

2. *Панченко А.И.* Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки / *А.И. Панченко* // *Науково-технічний журнал „Техніка АПК”*. - №3. – 2006. - С. 11-13.

3. *Панченко А.И.* Вибір оптимальних параметрів об'ємного гідропроводу / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, Д.С. Тимов* // *Праці ТДАТА.* – Мелітополь: ТДАТА, 2008. – Вип. 8. – Т.8. – С. 21-27.

## **ОБОСНОВАНИЕ ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА ПРОЕКТИРУЕМЫХ ГИДРОМАШИН ДЛЯ ГИДРОПРИВОДОВ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Бескупский О.Д.

**Аннотация - работа посвящена обоснованию типоразмерного ряда проектируемых гидромашин для гидроприводов мобильной техники и параметров регулирования тракторов и сельскохозяйственных машин по трех-, четырех- и шестимашинной схемам.**

## **THE VALIDATION OF DIMENSION TYPE RANGE OF THE PROJECTIBLE FLUID MACHINE'S FOR MOBIL EQUIPMENT'S HYDRAULIC CIRCUITS**

A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kurchev, O. Beskhupskhii

### *Summary*

**Work is devoted research of the validation of dimension type range of the projectible fluid machine's for mobil equipment's hydraulic circuit and the tractor's and farm equipment's control characteristic on the three-, four-, sixmachine circuitry.**

УДК 629.016

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

Полянский А.С., д.т.н.,

Дубинин Е.А., к.т.н.,

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Тел. (0619) 42-04-42

***Аннотация*** - проведена экспериментальная оценка показателей процессов технического обслуживания и ремонта тракторов ХТЗ-17221. Полученные результаты могут быть использованы для совершенствования конструкций машин и их системы технического обслуживания и ремонта.

***Ключевые слова*** – техническое обслуживание, автотракторная техника, оценка показателей процессов технического обслуживания и ремонта (ТОР).

***Введение.*** В настоящее время конструкции машин значительно усложнились, повысилась их энергоемкость, производительность и, соответственно, затраты на выполнение операций технического обслуживания и ремонта (ТОР). При этом эффективность эксплуатации невозможно обеспечить при отсутствии достоверной оценки показателей процессов ТОР.

***Анализ последних достижений и публикаций.*** Обзор литературы показал, что в настоящее время существует большое количество методов [1-4], обладающих различной точностью и предполагающих наличие различного количества исходной информации. Установление новых связей, учитывающих дополнительные факторы влияния конструкции и условий эксплуатации автотракторной техники на показатели процессов ТОР, является актуальной задачей.

***Цель и постановка задачи.*** Целью исследования является повышение ремонтпригодности автотракторной техники на основе оценки и учета технологической составляющей технического обслуживания и ремонта. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:



- провести хронометраж операций для оценки существующего уровня приспособленности к ТОР для систем и агрегатов на примере трактора ХТЗ-17221;
- оценить достаточность инструмента комплекта ЗИП;
- выявить нетехнологичные места в конструкции агрегатов и систем тракторов ХТЗ-17221.

*Основная часть. Экспериментальная оценка показателей процессов ТОР.* При проведении работ по оценке показателей процессов ТОР трактора ХТЗ-17221 выполнены следующие этапы:

- изучение технической документации на трактор;
- проведение экспериментальных работ с целью уточнения оперативной трудоемкости операций технического обслуживания и ремонта (хронометраж);
- определение достаточности инструмента комплекта возимого ЗИП.

При изучении технической документации на трактор производилось ознакомление с его конструкцией, структурной схемой и компоновкой узлов и агрегатов. А также изучалась предлагаемая заводом-изготовителем система технического обслуживания, мероприятия по снижению объема и трудоемкости технического обслуживания, в том числе диагностирования.

Сбор информации о приспособленности трактора к техническому обслуживанию предусматривает следующие виды учета: разовый и выборочный. При выборочном учете определяются:

- оперативное время занятости каждого исполнителя при выполнении операций технического обслуживания и ремонта (путем хронометража), количество исполнителей;
- достаточность инструмента, прилагаемого к трактору для проведения операций ТОР.

Для количественной оценки приспособленности к ТОР в соответствии с [1] был использован пооперационный метод, который базируется на учете и анализе каждой операции с точки зрения необходимости, периодичности выполнения и технологичности изделия с одновременной оценкой затрат времени, труда и средств на их выполнение.

Операции планового технического обслуживания выполнялись каждым исполнителем в последовательности, рекомендуемой заводом-изготовителем. Этот порядок должен исключать дублирование операций, предполагать наименьшее количество переходов и укрупнение операций по принципу комплексного обслуживания отдельных узлов или близости их расположения, совмещения операций по времени для различных исполнителей в целях сокращения общей продолжительности их проведения.

Работы по техническому обслуживанию выполнялись мастером-наладчиком или трактористом с привлечением, при необходимости, слесаря или электрика. Персонал был хорошо обучен, предварительно ознакомлен с технологией технического обслуживания трактора ХТЗ-17221.

Хронометраж операций планового технического обслуживания и устранения последствий отказов проводился с применением двухстрелочного секундомера с точностью до 1 с. При хронометрировании учитывалось только оперативное время (без подготовительно-заключительного).

Основные нормируемые показатели определялись следующим образом.

Оперативная трудоемкость каждого вида технического обслуживания находилась по формуле, чел.-ч,

$$S_i = \sum_{f=1}^n \sum_{e=1}^k t_{fe}, \quad (1)$$

где  $n$  - количество исполнителей  $i$ -го вида обслуживания;

$k$  - количество операций в  $i$ -ом виде обслуживания;

$t_{fe}$  - оперативное время выполнения  $f$ -ым исполнителем  $e$ -ой операции, ч.

Оперативное время выполнения операции исполнителем определялось как среднее арифметическое величины ряда измерений, ч,

$$t_{fe} = \frac{\sum_{e=1}^e t'_{fe}}{u^e}, \quad (2)$$

где  $t'_{fe}$  - единичные измерения оперативного времени выполнения  $f$ -м исполнителем  $e$ -й операции, ч;

$u^e$  - количество измерений  $e$ -й операции за период испытаний.

Затраты времени на ТОР зависят от многих факторов: квалификации исполнителя и хронометражиста, точности средств измерения, состояния и наличия инструмента, качества обработки данных хронометража, а также от условий эксплуатации и конструктивных особенностей тракторов. В связи с этим, дискретные значения оперативного времени могут быть случайными величинами, которые не будут характеризовать фактическую продолжительность операций. Поэтому

для обоснования выбора числа измерений при хронометраже необходимо пользоваться методами математической статистики.

В соответствии с рекомендациями [3], число наблюдений при хронометраже и заданной надежности можно определить по зависимости

$$n = \left( \frac{\sigma}{\Delta} \cdot Z \right)^2, \quad (3)$$

где  $n$  - число наблюдений;

$\sigma$  - среднее квадратическое отклонение, выраженное в процентах к среднему значению продолжительности операции  $\bar{t}$ ,

$$\sigma = \frac{\sigma_t}{\bar{t}}; \quad (4)$$

$\bar{t}$  - среднее значение продолжительности операции, ч;

$\sigma_t$  - среднее квадратическое отклонение, ч;

$\Delta$  - точность измерений;

$Z$  - отклонение выборочного среднего значения, полученного по результатам хронометража, от средней генеральной совокупности.

Надежность  $P$  и точность измерений зависит от задач, поставленных перед хронометристом. Для оценки объема работ и приспособленности автотракторных конструкций к техническому обслуживанию и ремонту рекомендуется принимать  $\Delta \leq 3\%$ ,  $P \geq 0,95$ . Значение  $\sigma$  обычно определяют по результатам предыдущих наблюдений. В тех случаях, когда хронометраж операции проводится впервые, нужно делать контрольные замеры по некоторым элементам. Если при хронометраже было сделано  $N$  измерений, то по ним можно определить среднее значение продолжительности операции  $\bar{t}$  и среднее квадратическое отклонение  $\sigma_t$ .

Если полученное в результате вычислений значение точности измерений соответствует целям хронометража, то замеров достаточно. Если же оно больше, то нужны дополнительные замеры, чтобы определить продолжительность технологических операций обслуживания и ремонта с необходимой точностью.

Работы проводились в соответствии с требованиями, изложенными в [5]. Для получения достоверных результатов, учитывающих изменение технического состояния объекта в процессе эксплуатации, данные были получены на различных этапах эксплуатации объекта.



а)

б)

Рис. 1. Проведение экспериментальных работ по оценке приспособленности к ТОР трактора ХТЗ-17221:

- а) проверка регулировки муфты сцепления;
- б) контроль уровня масла в агрегатах и системах трактора.

В результате проведенных экспериментальных исследований и анализа информации о существующем уровне приспособленности к ТОР были определены: средняя оперативная продолжительность проведения работ по техническому обслуживанию и устранению отказов систем и агрегатов тракторов ХТЗ-17221 в реальной эксплуатации; коэффициент полноты применения инструмента при обслуживании  $K_{\text{ини}} = 0,65 \dots 1$ ; разработан перечень работ по техническому обслуживанию трактора ХТЗ-17221, принятый к внедрению на ОАО "ХТЗ".

#### *Выводы*

1. В результате проведенного активного эксперимента по хронометражу операций ТОР тракторов ХТЗ-17221 в условиях реальной эксплуатации оценены: приспособленность к техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию; достаточность инструмента комплекта ЗИП.

2. Определена средняя оперативная продолжительность проведения работ по техническому обслуживанию и устранению отказов агрегатов и систем тракторов ХТЗ-17221, выявлены нетехнологичные места в конструкции агрегатов и систем.

3. Оценена достаточность инструмента комплекта ЗИП коэффициентом полноты применения инструмента при обслуживании  $K_{\text{ини}}$ , который составил  $0,65 \dots 1$  в зависимости от операций ТОР.

## Литература

1. ГОСТ 23660-79. Система технического обслуживания и ремонта техники. Обеспечение ремонтпригодности при разработке изделий. – Введ. 01.07.80. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 23 с.
2. *Халфин М.А.* Состояние и основные пути решения проблемы снижения трудоемкости технического обслуживания тракторов. Обзорная информ. / *М.А. Халфин, Н.Ф. Чухчин, В.А. Семенов.* – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1976. – 46 с.
3. *Топилин Г.Е.* Нормирование трудоемкости технического обслуживания тракторов / *Г.Е. Топилин* // *Техника в сельском хозяйстве.* – 1978. – № 7. – С. 85-88.
4. *Семягин П.В.* Методы определения показателей ремонтпригодности машин / *П.В. Семягин* // *Надежность и ремонтпригодность машин.* – М.: Изд-во стандартов, 1971. – С. 81-94.
5. ОСТ 70.2.9-77. Испытания сельскохозяйственной техники. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Надежность. Методика оценки приспособленности к плановому техническому обслуживанию. – Введ. 01.01.78. – М.: Гос. комитет СССР по произв.-техн. обесп. сельск. хоз-ва, 1978. – 31 с.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ ПРОЦЕСІВ  
ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ  
АВТОТРАКТОРНОЇ ТЕХНІКИ**

О.С. Полянський, Є.О. Дубінін

*Анотація* - проведено експериментальну оцінку показників процесів технічного обслуговування та ремонту тракторів ХТЗ-17221. Отримані результати можуть бути використані для вдосконалення конструкцій машин й їхньої системи технічного обслуговування та ремонту.

**THE EXPERIMENTAL ESTIMATION OF FACTORS OF THE  
VEHICLE TECHNICAL MAINTENANCE AND REPAIR PROCESSES**

A. Polyansky, E. Dubinin

*Summary*

The experimental estimation of factors of the tractor KhTZ-17221 technical maintenance and repair processes are organized. The obtained results can be used for improvement the machines design and their system of technical maintenance and repair.

УДК 621.891

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТОХАСТИЧНОЇ СИЛИ ТЕРТЯ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО ЕЛЕМЕНТА ГІДРОАПАРАТА З ОСЦИЛЯЦІЄЮ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДУ

Лур'є З.Я., д.т.н.,

Андренко П.М., д.т.н.

*Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"*

Тел. (057) 707-61-28

**Анотація** – робота присвячена дослідженню впливу стохастичної сили тертя запірно-регулюючого елемента клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в гідроприводі.

**Ключові слова** – гідроапарат з осциляцією, гідропривод, стохастична сила тертя, перехідний процес.

*Постановка проблеми.* Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування гідроапаратів з осциляцією викликана прагненням споживачів до підвищення технічного рівня гідроприводів (ГП). При роботі ГП на нього впливають як зовнішні, так і внутрішні збурення, і при цьому йому необхідно забезпечити задану точність підтримання вихідних параметрів (тиску і витрати). Для гідроапаратів з осциляцією такими збуреннями є зовнішні, випадково змінні (витрата робочої рідини (РР) і тиск у ГП) та внутрішні, до яких відноситься сила тертя рухомих елементів, у тому числі і запірно-регулюючих елементів (ЗРЕ). Якщо зміна витрати і тиску у ГП, безпосередньо зв'язана з алгоритмом його функціонування, то зміна сили тертя прямо залежить від конструктивних особливостей гідроапарата. Зазвичай, оцінку точності гідроапаратів проводять без урахування випадкових збурень, використовуючи при цьому коефіцієнти похибок [1]. Підвищення точності розрахунків характеристик ГП та їх елементів може бути здійснено шляхом використання їх стохастичних моделей. Такі моделі базуються на описі фізичних процесів у гідроапаратах та ГП з використанням масивів випадкових величин чи набору випадкових функцій, це дозволяє підвищити якість прогнозуючих оцінок ГП та їх елементів [2].

*Аналіз публікацій.* Одним з основних параметрів пари плунжер-гільза, що визначає її якість, є сила тертя спокою. Крім величини тис-

ку в ГП та правильності геометричних форм плунжеру і гільзи, співвідношенні їх розташування, вона залежить від радіального зазору у парі плунжер - гільза, матеріалу, з якого вони виготовлені, якості їх обробки, форми, фізико-хімічних властивостей РР її температура та наявності у ній абразивних часток. Можливості зменшення сили тертя за рахунок відповідного вибору матеріалу і якості його обробки досить докладно розглянуті в роботах [3, 4, 5, 6] та ін., на сьогодні, практично вичерпані. Проведений у статті [7] аналіз залежностей для розрахунку сили тертя у гідроапаратах і гідравлічних пристроях дозволив установити, що більшість дослідників для розрахунку сили тертя використовують формулу [8, 9]

$$P_{\text{тр}}(t) = P_{\text{тр}0} \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}} + P_{\text{тр}v}(t), \quad (1)$$

де  $t$  – час;  $P_{\text{тр}0}$  і  $P_{\text{тр}v}(t)$  – відповідно сили сухого і рідинного тертя;  $x_{\text{зрє}}$  – переміщення ЗРЕ;  $\text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}}$  – функція Кронекера від  $\dot{x}_{\text{зрє}}$ .

Однак, з появою пакетів прикладних програм, з'явилася можливість одержання характеристик гідроапаратів та інших гідравлічних пристроїв, шляхом розв'язку нелінійних рівнянь, які описують процеси, що відбуваються в них. У таких математичних моделях, для розрахунку сили тертя, можуть бути використані формули (2) [8] і (3) [10]

$$P_{\text{тр}}(t) = P_{\text{трп}} \delta(\dot{x}_{\text{зрє}}) + P_{\text{трк}} \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}} + P_{\text{тр}v}(t), \quad (2)$$

де  $P_{\text{трп}}$  і  $P_{\text{трк}}$  – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та сила контактного тертя;  $\delta(\dot{x}_{\text{зрє}})$  – дельта-функція Кронекера від  $\dot{x}_{\text{зрє}}$ ;

$$P_{\text{трк}}(t) = \begin{cases} k_2 \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}} & \text{при } \dot{x}_{\text{зрє}} \neq 0 \\ + k_2 & \text{при } \dot{x}_{\text{зрє}} = 0 \text{ та } F_0 > k_2 \\ - k_2 & \text{при } \dot{x}_{\text{зрє}} = 0 \text{ та } F_0 < -k_2 \\ F_0 & \text{при } \dot{x}_{\text{зрє}} = 0 \text{ та } |F_0| \leq k_2 \end{cases}, \quad (3)$$

де  $F_0$  і  $k_2$  знаходяться з рівняння

$$m \ddot{x}_{\text{зрє}} = F_0 - k_2, \quad (4)$$

де  $m$  – маса ЗРЕ та пов'язаних з ним частин.

Залежність (3) точно визначає силу контактного тертя на рухливих елементах ГА. Однак її використання на попередніх етапах проектування ГА ускладнено, тому що в загальному випадку не завжди відомі конструктивні параметри ГА необхідні для розрахунку сили  $F_0$ , що входить до рівняння (4). В статті [7] нами отримана нова залежність для розрахунку сили тертя на осцилюючому ЗРЕ гідроапарата, яка більш повно відповідають фізиці процесу тертя та враховує параметри осциляції ЗРЕ, його неконцентричне розташування відносно втулки, площу поверхні тертя, силу прикладену з боку пружного еле-

мента. Обґрунтовано правомірності її використання для розрахунку сили тертя на осцилюючому ЗРЕ гідроапарата.

$$P_{\text{тр}}(t) = \left\{ \frac{2 k_{\text{т.ко}} c_{\text{пр}\Sigma} x_{\text{пр}0} \left[ \delta + 0,56 D_{\text{пр}} \left( \frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3} \right) \right]}{L_{\text{ЗРЕ}}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{\text{зре}} +$$

$$+ 8 \pi \mu k_{\text{тр}} \left[ \frac{l_{\text{е зре}} (d_{\text{зре}} \delta + \delta^2)}{\left( \frac{d_{\text{зре}}}{2} + \delta \right)^2 + \left( \frac{d_{\text{зре}}}{2} \right)^2 - \frac{d_{\text{зре}} \delta + \delta^2}{\ln \left( 1 + \frac{2\delta}{d_{\text{зре}}} \right)}} \right] \dot{x}_{\text{зре}}, \quad (5)$$

де  $c_{\text{пр}\Sigma}$  і  $x_{\text{пр}0}$  – сумарна жорсткість і попередній підтиск пружного елемента;  $\delta$  – радіальний зазор;  $x_{\text{зре}}$  – переміщення ЗРЕ, з урахуванням осциляції;  $D_{\text{пр}}$ ,  $n_{\text{пр}}$  – відповідно діаметр і кількість робочих витків пружного елемента;  $L_{\text{ЗРЕ}}$  – довжина ЗРЕ;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості РР;  $k_{\text{т.ко}}$  – коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 0,19 – 0,21;  $d_{\text{зре}}$ ,  $l_{\text{е зре}}$  – відповідно діаметр ЗРЕ і ефективна довжина контакту між ним та гільзою;  $k_{\text{тр}}$  – безрозмірний коефіцієнт тертя, який враховує положення ЗРЕ в гільзі і розраховується за уточненою нами залежністю з роботи [11]  $k_{\text{тр}} = \frac{1,8}{0,47 + \bar{v}_t} + 1$ , де  $\bar{v}_t$  – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості РР,  $\bar{v}_t = v_{50}/v_{10}$ .

Відмітимо, що питання впливу стохастичної сили тертя ЗРЕ гідроапаратів з осциляцією на їх характеристики, вимірювання якої ускладнено, не знайшло належного відображення в доступних нам літературних джерелах. В роботі [12] наведені значення сили тертя спокою на ЗРЕ гідроапаратів, але відсутні відомості щодо межі її зміни та закону розподілення. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що на сьогодні відсутні відомості щодо визначення межі зміни стохастичної сили тертя на ЗРЕ гідроапарата, не встановлено закон розподілення цієї сили та невизначено її впливу на характеристики гідроапарата та ГП.

*Мета статті* - визначення межі зміни стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана, встановлення закону її розподілення та впливу на динамічні характеристики клапана та ГП.



*Основна частина. Експериментальне визначення сили тертя спокою на ЗРЕ клапана.* Ці дослідження проводилося на установці (рис. 1), в якій клапан був установлений строго горизонтально. Вимірювання сили тертя спокою ЗРЕ здійснювалося за допомогою тензочутливих елементів 6, що кріпилися на пружному елементі 5, виконаному у вигляді тонкої пластини з пружинної сталі.

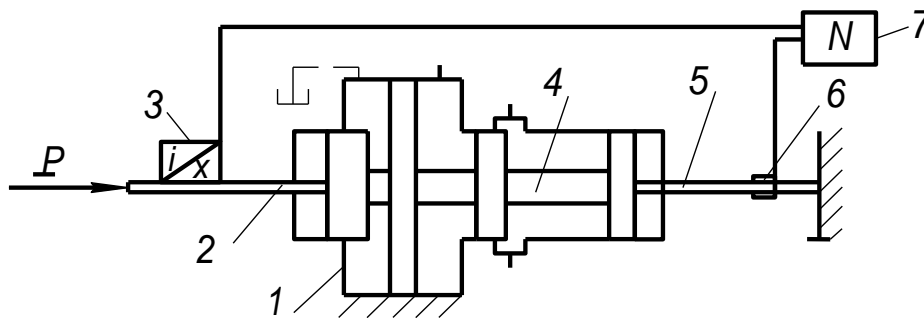


Рис. 1. Схема експериментальної установки для визначення сили тертя спокою на ЗРЕ клапана:

1 – корпус клапана; 2 – металевий стержень; 3 – датчик переміщень; 4 – ЗРЕ; 5 – пружна пластина; 6 – тензочутливі елементи; 7 – осцилограф

Тензочутливі елементи кріпилися в центрі (у місці максимальних лінійних деформацій). Використовувалися два плеча зовнішнього напівмосту, як активний і компенсаційний тензорезистори. Один кінець пружного елемента 5 був нерухомих, а інший жорстко з'єднувався з ЗРЕ клапана. До другого кінця ЗРЕ був жорстко закріплений металевий стержень 2, на якому монтувався датчик переміщень 3. Прикладали силу до металевому стержню 2 та, за допомогою тензочутливих елементів 6 і осцилографа, реєстрували силу тертя спокою, яку визначали, як максимальне значення сили, при якому починається переміщення ЗРЕ. Перед початком експериментів датчики були протаровані. Аналіз отриманих гістограм (рис. 2) дозволив встановити, що стохастична сила тертя спокою на ЗРЕ клапана змінюється в діапазоні 10...15% від номінального значення. При цьому, закон її розподілу близький до нормального. Отримані результати збігаються з результатами, отриманими для випадково змінних характеристик гідроапаратури, наведених у роботі [13], а отримані значення сили тертя спокою співпадають з даними роботи [12]. Відмітимо, що нормальний закон розподілення описує більшість процесів, що відбуваються у ГП [14]. Отже, цілком обґрунтовано можна прийняти, що зміна сили тертя відповідає нормальному закону розподілення.

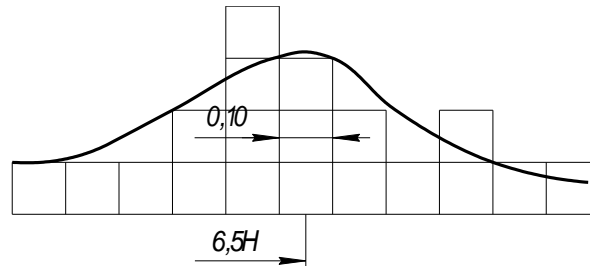


Рис. 2. Гістограма експериментально визначених значень сили тертя спокою на ЗРЕ клапана і відповідний закон розподілу

Аналітичне дослідження впливу стохастичної сили тертя ЗРЕ клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в ГП. Це дослідження проводилося на нелінійній математичній моделі ГП з переливним клапаном прямої дії з осциляцією, математична модель якого наведена в статті [15]. Стохастична сила тертя  $\hat{P}_{тр}(t)$ , яка входила до рівняння руху ЗРЕ клапана, розраховувалась за залежністю (5), стохастичний характер якої враховувався коефіцієнтом при силі сухого тертя.

Ця стохастична сила тертя моделювалась у пакеті прикладних програм. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавались генератором випадкових чисел з нормальним законом розподілення. Часовий інтервал зміни коефіцієнта, при моделюванні динамічних процесів у ГП, становив від 0,0005 до 0,005 с. Середньоквадратичне відхилення приймалось рівним 0,15. Ансамбль реалізацій перехідних процесів клапана наведено на рис. 3 і 4.

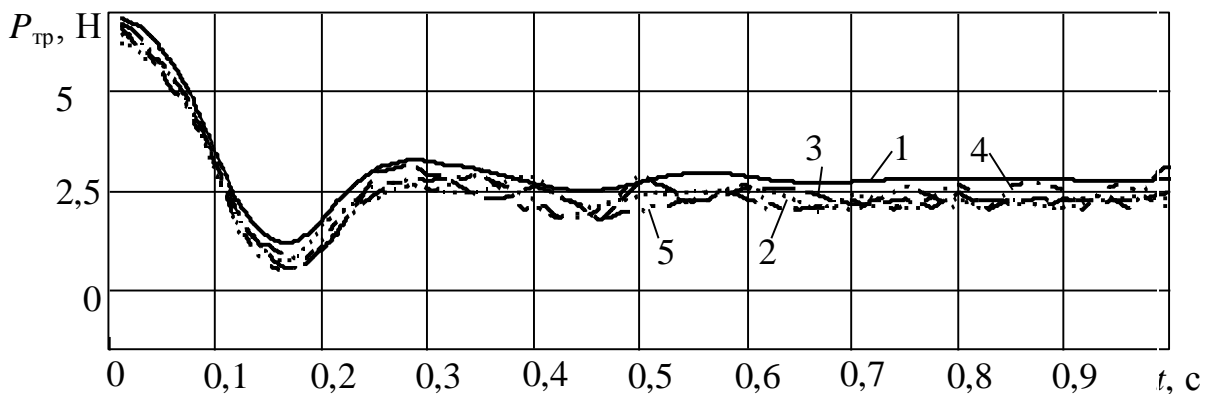


Рис. 3. Зміна в часі сили тертя на ЗРЕ клапана з осциляцією: 1 – нелінійна математична модель; 2 – 5 – стохастична математична модель

Оцінку математичного очікування і дисперсії (мали на увазі вихідні характеристики клапана) випадкових функцій  $p(t)$  і  $Q(t)$ , при  $t_k$  – фіксованому часі випадкового процесу, проводили за формулами [16]

$$\tilde{m}_p(t_k) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i(t_k), \quad (6)$$

$$\tilde{D}_p(t_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [p_i(t_k) - \tilde{m}_i(t_k)]^2, \quad (7)$$

де  $p_i(t_k)$  – реалізація випадкової функції  $p(t_k)$ ;  $n$  – кількість експериментів. Математичне очікування і дисперсія для  $Q(t_k)$  розраховувалися за формулами, аналогічними (6) і (7), до яких замість  $p$  підставляли  $Q$ . Зберігався й далі такий підхід при запису формул.

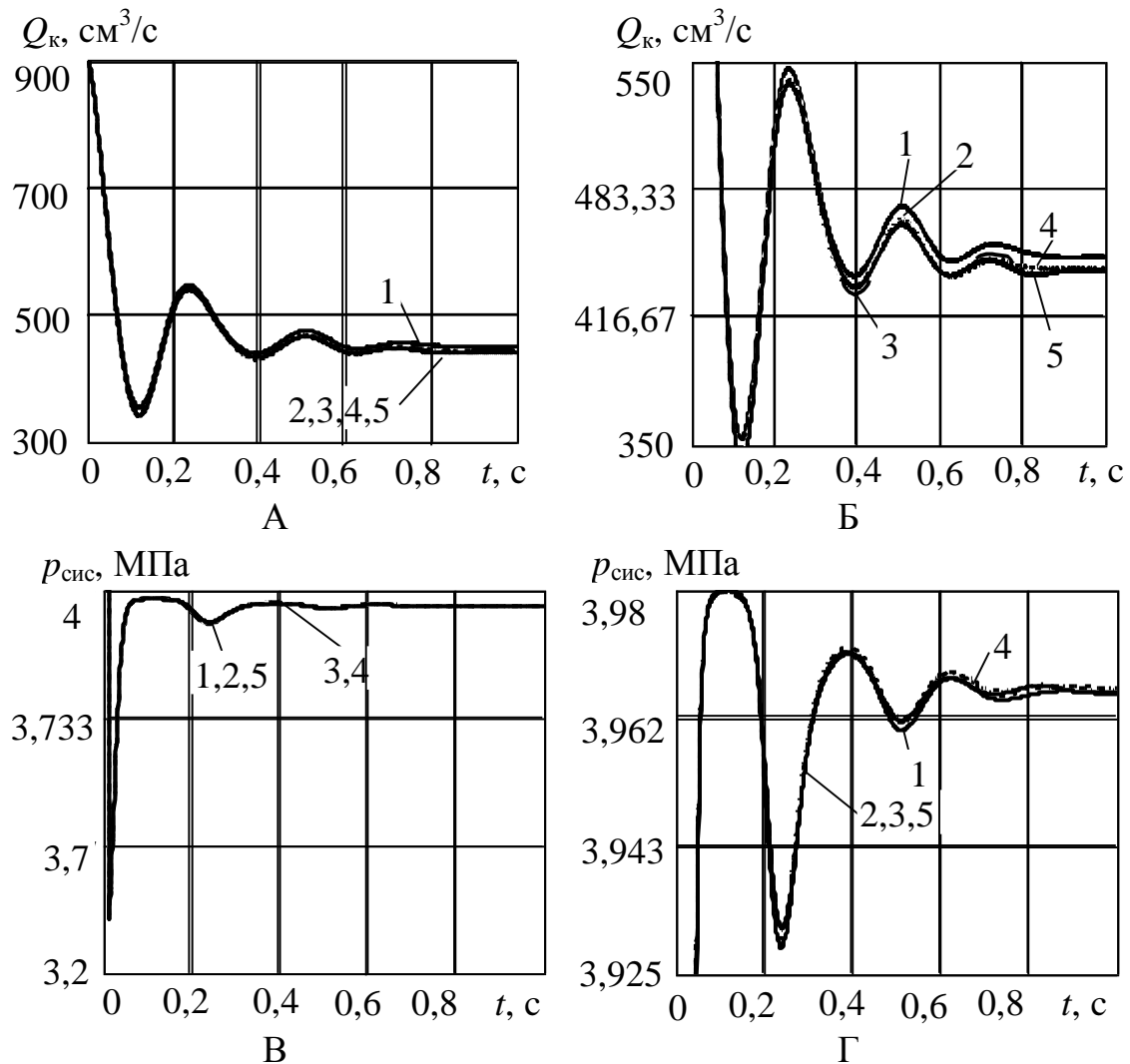


Рис. 4. Результати розрахунку перехідних процесів у ГП з переливним клапаном з осциляцією: а, б – витрати через клапан; в, г – тиску в ГП; 1 – за нелінійною моделлю; 2 – 5 - за стохастичними математичними моделями

Точність наближення оцінок  $\tilde{m}_p(t_k)$  і  $\tilde{D}_p(t_k)$  до правдивих значень математичного очікування  $m_p(t_k)$  і дисперсії  $D_p(t_k)$  оцінювали ймовірністю попадання їх значень в задані інтервали, які для нормального розподілення чи близького до нього, розраховували за формулами [17]:

$$\alpha_1 = P\left(|\tilde{m}_p(t_k) - m_p(t_k)| < \varepsilon_1\right) = 2 \Phi(\varepsilon_1 / \sigma_{\tilde{m}_p}), \quad (8)$$

$$\alpha_2 = P\left(|\tilde{D}_p(t_k) - D_p(t_k)| < \varepsilon_2\right) = 2 \Phi(\varepsilon_2 / \sigma_{\tilde{D}_p}), \quad (9)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – довірчі імовірності;  $\Phi(\varepsilon_1 / \sigma_{\tilde{m}_p})$  і  $\Phi(\varepsilon_2 / \sigma_{\tilde{D}_p})$  – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [18];  $2 \varepsilon_1$  і  $2 \varepsilon_2$  – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (8) і (9) визначали з залежностей

$$\sigma_{\tilde{m}_p} = \sqrt{D_p / n}, \quad \sigma_{\tilde{D}_p} = \sqrt{D_p / (n-1)}.$$

Задавалися довірчими ймовірностями  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  (0,9 чи 0,95), визначали довірчі інтервали  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  математичного очікування і дисперсії, які за розрахунками становлять: для витрати  $\varepsilon_1 = 0,7119 \text{ см}^3/\text{с}$ ;  $\varepsilon_2 = 0,7295 \text{ см}^6/\text{с}^2$ ; для тиску  $\varepsilon_1 = 0,00017 \text{ МПа}$ ;  $\varepsilon_2 = 0,00018 \text{ МПа}^2$ . Статистична обробка розрахункових реалізацій витрати через клапан і тиску в ГП, дозволили визначити їх статистичні характеристики.

Математичне очікування витрати становило  $452,704 \text{ см}^3/\text{с}$ , тиску –  $0,035 \text{ МПа}$ . Дисперсія витрати становила  $3,0996 \text{ см}^6/\text{с}^2$ , тиску –  $23 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}^2$ , середнє квадратичне відхилення витрати –  $1,9773 \text{ см}^3/\text{с}$  чи  $0,44\%$  від витрати, розрахованої за нелінійною математичною моделлю, середнє квадратичне відхилення тиску –  $4,8 \cdot 10^{-6} \text{ МПа}$  чи  $1,34\%$  від тиску, розрахованого за нелінійною математичною моделлю. При врахуванні стохастичної сили тертя дещо збільшується час перехідного процесу. Таким чином, врахування стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана, дозволило підвищити точність розрахунку його характеристик.

*Висновки.* Експериментальним шляхом встановлено, що стохастична сила тертя спокою ЗРЕ клапана змінюється в межах  $10\text{...}15\%$  від свого номінального значення. При цьому, закон розподілення цієї сили близький до нормального.

Розроблено методику та вперше визначено вплив стохастичної сили тертя на ЗРЕ клапана з осциляцією на точність підтримання тиску в ГП. При врахуванні стохастичної сили тертя при моделюванні перехідних процесів у клапані з осциляцією дещо збільшується час перехідного процесу. Середнє квадратичне відхилення витрати через клапан з осциляцією складає  $0,44\%$  від його усталеного значення, а середнє квадратичне відхилення тиску в ГП –  $1,34\%$ . Це дозволяє на попередніх етапах проектування гідроапаратів з осциляцією стохастичну силу тертя не враховувати.

## Література

1. *Макаров И.М.* Линейные автоматические системы : элементы теории, методы расчета и справочный материал : Учеб. пособ. / *И.М. Макаров, Б.М. Менский.* – М.: Машиностроение, 1977. – 464 с.
2. *Струтинський В.Б.* Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних процесів у технічних системах / *В.Б. Струтинський* // Вестник национального технического университета Украины “КПИ”. – М.: Машиностроение, 1998. – Вып. 33. – С. 115 – 135.
3. *Абрамов Е.И.* Элементы гидропривода. Справочник / *Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов.* – К.: Техника, 1977. – 320 с.
4. *Войтов В.А.* Масштабный фактор пары трения и его учет на этапе проектирования гидромашин / *В.А. Войтов, З.Я. Лурье, А.И. Жерняк* // Вестник машиностроения. – 1995. – № 6. – С. 15–18.
5. *Тупей Н.* Подшипники скольжения / *Н. Тупей, В.Н. Константинеску, А.Л. Ника, О. Бицэ.* – Бухарест: Академия РСН, 1964. – 457 с.
6. Проектирование гидростатических подшипников / Под ред. *Г. Риппела.* – М.: Машиностроение, 1967. – 136 с.
7. *Лур’є З.Я.* Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / *З.Я. Лур’є, П.М. Андренко* // Вісник НТУ “ХПІ”. - Х.: ХПІ, 2008. – № 4. – С. 129–137.
8. *Korzeneniowski R.* Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektro-pneumatycznym / *R. Korzeneniowski, J. Pluta* // International scientific-technical conference HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005. – Wrocław, 2005. – P. 283–292.
9. *Зайончковський Г.Й.* Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / *Г.Й. Зайончковський* // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2006. – №1 (11). – С. 53–58.
10. *Скляревский О.М.* Об’ємний гідропривід: Навчальний посібник / *О.М. Скляревский.* - Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
11. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
12. *Башта Т.М.* Гидравлические приводы летательных аппаратов / *Т.М. Башта.* – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
13. *Колот О.В.* Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.02.03 “Системи приводів” / *О.В. Колот.* – Харків, 2005. – 31 с.
14. *Сырицын Т.А.* Надежность гидро- и пневмопривода / *Т.А. Сырицын.* – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

15. Лур'є З.Я. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеарнізованим математичним моделям / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2006. – № 6/3 (24). – С. 15–19.
16. Струтинський В.Б. Стохастична математична модель гідравлічного приводу металорізального верстата / В.Б. Струтинський, В.К. Даниленко // Вестник национального технического университета Украины “КПИ”. – М.: Машиностроение, 1999. – Вып. 36.- Т. 1. – С. 14–19.
17. Теория автоматического управления. Учебник / [Санковский Е.А., Шаталов А.С. и др.]; под ред. А.С. Шаталова. – М.: Высшая школа, 1977.– 448 с.
18. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Гос. изд. технико-теоретич. лит., 1957. – 659 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТОХАСТИЧЕСКОЙ СИЛЫ ТРЕНИЯ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ГИДРОАППАРАТА С ОСЦИЛЛЯЦИЕЙ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОПРИВОДА

Лурье З.Я., Андренко П.М.

**Аннотация** – работа посвящена исследованию влияния стохастической силы трения запорно-регулирующего элемента клапана с осцилляцией на точность поддержания давления в гидроприводе.

## RESEARCH OF INFLUENCING OF STOCHASTIC FORCE OF FRICTION OF THE REGULATIVE ELEMENT OF THE HYDRAULIC VALVE WITH OSCILLATION ON DESCRIPTIONS OF HYDRAULIC CIRCUIT

Z. Lourier, P. Andrenko

### *Summary*

A paper is devoted to the research of influencing of the stochastic force of friction of a regulative element of the hydraulic valve with oscillation on the exactness of maintenance of pressure in a hydraulic circuit.

УДК 621.225.001.4

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДІВ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Панченко А.І., д.т.н.,

Волошина А.А., к.т.н.,

Іванов Г.І., к.т.н.,

Засядько А.І., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена обґрунтуванню параметрів гідроприводів великої потужності для мобільних машин та обґрунтуванню схеми насоса зі ступінчастим регулюванням подачі робочої рідини на основі нерегульованих насосів.

**Ключові слова** – гідропривод великої потужності, ступінчасте регулювання, нерегульований насос, мотор-колесо, робочий об'єм, робоча камера.

*Постановка проблеми.* Однією з важливих задач в сільгоспмашинобудуванні сьогодні є гідропривод ходових систем та валу відбору потужності [1].

Час використання колісних тракторів великої потужності з великими причепами транспортного та транспортно-технологічного призначення досягає 50 % загального часу роботи цих тракторів у сільському господарстві. У важких польових і дорожніх умовах посилене буксування коліс трактора найчастіше збігається зі збільшенням тягового опору причепів. Із цих причин утворюються резерви потужності двигунів, які не можуть бути реалізовані без оснащення поїзда додатковими тяговими засобами. Звідси впливає необхідність в активному приводі причепів, виконаному у вигляді приводних мостів або ведучих коліс.

На сучасному рівні розвитку тракторної техніки єдиною альтернативою механічному валу відбору потужності є гід्रोоб'ємна (гідростатична) система відбору потужності. Основними виконавчими елементами гідроприводу мобільної техніки є гідродвигуни безперервної дії (гідромотори).

Створення потужних силових приводів для енергоємних робочих органів, наприклад, ґрунтових фрез або мотор-коліс причепів по-

в'язане із серйозними конструктивними труднощами. У мотор-колесах застосування швидкохідних гідромоторів можливо лише при більших (до 40) передаточних числах колісних редукторів. Високомоментні радіально-поршневі гідромотори не можна встановлювати безпосередньо в колеса через відсутність рознесених підшипникових опор, гальм. Аналогічні труднощі зустрічаються при застосуванні швидкохідних і високомоментних гідромоторів для приводу енергоємних робочих органів сільгоспмашин.

Таким чином, на сільськогосподарських машинах необхідно застосовувати середньо- і низькообертові планетарно-роторні гідромотори внутрішнього зачеплення.

*Ціль статті* – підвищення експлуатаційної ефективності мобільної сільськогосподарської техніки шляхом розробки комплексних заходів щодо проектування і удосконалювання гідромашин для приводу валу відбору потужності та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки.

*Основна частина.* Серед тенденцій гідрофікації ходових систем та ВВП сучасної мобільної сільськогосподарської техніки особливе місце займає розвиток тракторів та самохідних енергетичних засобів з потужністю двигуна 200...450 кВт (табл.1). Ці засоби по своїх функціональних можливостях і конструктивному виконанню відрізняються від існуючих мобільних машин і тому сьогоденна номенклатура гідромашин особливо регульовані насоси знайдуть тут обмежене застосування.

Таблиця 1

Тягово-швидкісні параметри сучасних тракторів

Тяговий клас трактора	Потужність двигуна трактора (кВт)	Швидкість трактора (км/год)	
		гусеничного	колісного
0,9	34,5...49,0	-	25,0...40,0
1,4	42,3...84,0	-	29,0...40,0
2,0	82,0...116,0	11,0...28,0	39,0...50,0
3,0	70,0...169,0	25,0...40,0	39,0...50,0
4,0	110,0...213,0	25,0...40,0	39,0...50,0
5,0	173,0...257,0	25,0...40,0	39,0...50,0
6,0	279,0...342,0	25,0...40,0	39,0...50,0
8,0	320,0...425,0	25,0...35,0	39,0...42,0

Останнє пов'язане зі специфічними функціональними особливостями гідромашин що регулюються. Як відомо, в мобільній сільськогосподарській техніці в якості регульованих гідромашин частіше



всього використовуються аксіально-поршневі гідромашини вихідні показники яких, зокрема ККД, залежать від способу регулювання. Найпоширеніший спосіб регулювання зазначених насосів – об’ємний пов’язаний зі зміною кута нахилу шайби регульованого насоса. Інший спосіб регулювання подачі робочої рідини для насосів що не регулюються за конструкцією – швидкісний, який полягає в зміні частоти обертання вала насоса.

Попередніми дослідженнями встановлено, що зміна загального ККД аксіально-поршневого регульованого насоса з робочим об’ємом  $89 \text{ см}^3$  (ГСТ-90) є задовільна тільки в незначній частині діапазону зміни витрат ( $Q = 0,5 \dots 1,0$ ) практично у всьому діапазоні зміни навантаження ( $\Delta p = 10 \dots 25$  МПа) і становить при цьому  $\eta = 0,85 \dots 0,9$  (рис.1,а). Подальше зменшення робочого об’єму насосу  $Q < 0,5$  сполучено вже зі значним падінням ККД, неприйнятним для тривалої роботи ходової системи гідромашини, хоча робота насоса з цими параметрами може з успіхом використовуватись при розгоні та гальмуванні мобільної сільськогосподарської техніки.

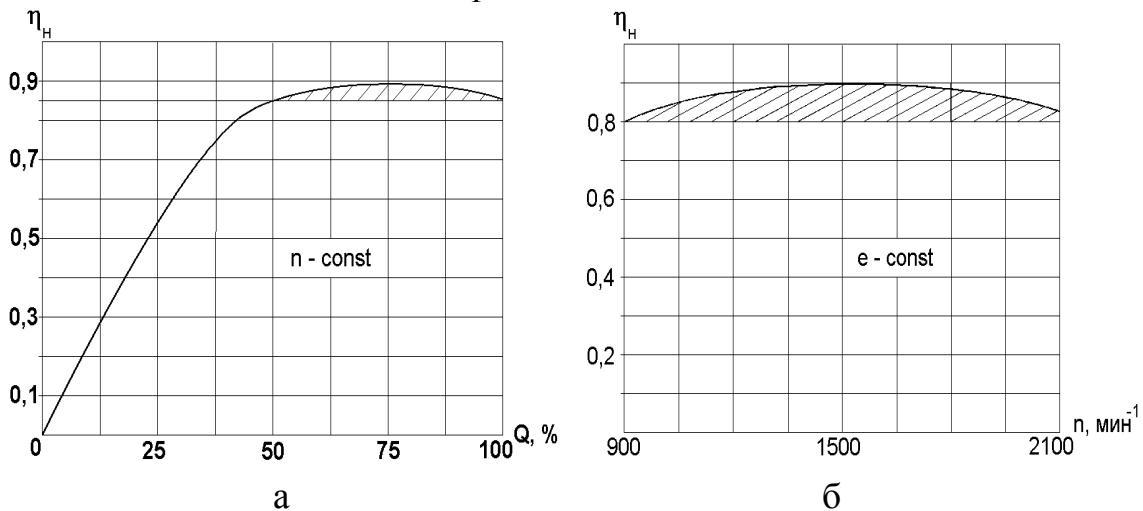


Рис. 1. Залежність загального ККД насоса від подачі  $Q_n$  і частоти обертання  $n_n$  при різних способах регулювання:  
а – об’ємний; б – швидкісний

Таким чином можна констатувати, що робочий діапазон регулювання гідросистеми з таким типом насоса (аксіально-поршковий насос з можливістю регулювання) складає всього  $D_n = 2$ .

В той самий час необхідно відмітити, що зміна загального ККД нерегульованого насоса [2] при швидкісному способі регулювання становить практично ті ж значення  $\eta = 0,8 \dots 0,9$  у всьому діапазоні зміни частоти обертання (рис.1,б), що відповідає проведеним дослі-

дженням стосовно до типового тракторного дизеля.

Діапазон зміни швидкості поступового руху сучасних колісних тракторів та сільськогосподарських машин (с ходозменшувачем) становлять у межах 0,2...50 км/ч, аналогічний діапазон зміни руху у цих же машин з гусеничним рушієм – 0,2...40 км/ч.

Тоді повний діапазон  $D$  регулювання швидкості для рушіїв обох типів становить 200...250 и повинен бути реалізован шляхом сумісного регулювання робочого об'єму насоса та відповідних мотор-колів, тобто:

$$D = D_n \cdot D_m, \quad (1)$$

де  $D_n$  і  $D_m$  - діапазон регулювання відповідно насоса та мотор-колів.

Таким чином стає наявним, що для забезпечення діапазонна регулювання всієї гідро об'ємній трансмісії в цілому діапазон регулювання аксіально-поршневого насосу що регулюється (який прирівнює  $D_n = 2$ ) занадто малий. Як що враховувати що ходова частина транспортного засобу має схему 4К4 всі встановлені мотор-колеса – двохступеневі (з двома робочими об'ємами) і в транспортному режимі ми маємо можливість вимикати один з ведучих мостів, то діапазон регулювання гідромоторів складає всього  $D_n = 4$ , а значить діапазон регулювання насоса мусить бути рівний  $D_n = 40...62,5$ , іншими словами – в усьому діапазоні зміни подачі робочої рідини.

Враховуючи результати роботи [3] та особисті дослідження в напрямку підвищення діапазону регулювання гідравлічних машин об'ємної дії нами запропоновано складовий насос який вмикає до себе кілька (від двох до п'яти) насосів з постійним робочим об'ємом. При цьому, робочий об'єм насосів що вмикаються обирається за ознаками геометричної прогресії зі знаменником два. Принцип розподілення об'єму такого складового насоса (рис. 2) полягає в наступному, наприклад об'єм найменшої складової камери насоса  $V_{\min} = 10$ , тоді для двохступеневого насоса (рис. 2, а), при об'ємі більшої камери  $V_{\max} = 20$ , робочий об'єм буде дорівнювати  $V = 10...30$ . По аналогії для трьохступеневого насоса (рис. 2, б) при  $V_{\min} = 10$ , об'єм більшої камери -  $V_{\max} = 40$ , а робочий об'єм буде дорівнювати -  $V = 10...70$ , і т.д.

Тому, визначення найбільшого значення робочого об'єму запропонованого складового насоса можна представити як наступне:

$$V = 2 \cdot V_{\max} - V_{\min}, \quad (2)$$

де  $V_{\max}$  і  $V_{\min}$  - відповідно об'єм більшої та меншої камери складового насоса.

Необхідно відмітити, що залежно від кількості робочих камер що входять до складу насоса, кількість можливих варіантів їх вмикань можна визначити як:

$$n = \sum_{i=1}^z 2^{z-i}, \quad (3)$$

де  $i = 1 \dots z$ ,  $z$  - кількості робочих камер що входять до складу насоса.

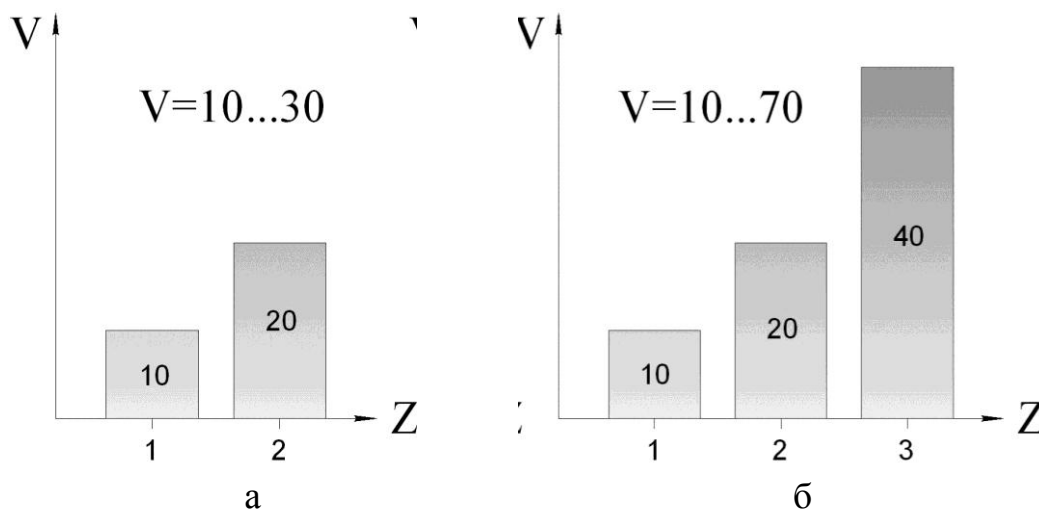


Рис. 2. Залежність об'єму складового насоса від кількості ступенів робочих камер:

а - двохступеневий насос; б - трьохступеневий насос

Знаючи кількість можливих варіантів вмикань  $n$  робочих камер що входять до складу насоса та об'єм найменшої складової камери насоса  $V_{\min}$ , визначення найбільшого значення його робочого об'єму можна представити:

$$V = V_{\min} \cdot n.$$

Роботу ступеневого насоса можна пояснити на прикладі його гідравлічної схеми (рис. 3), яка вмикає: п'ять нерегульованих секцій  $H_1 \dots H_5$  - с постійним робочим об'ємом; комутуючі боки  $K_1 \dots K_5$  - для формування потоків робочої рідини; одноходові розподільники  $P_{1.1}$ ,  $P_{1.2} \dots P_{5.1}$ ,  $P_{5.2}$  - для формування кількох потоків робочої рідини, наприклад А і В. Робоча рідина з бака Б, засмоктується всіма секціями, насоса  $H_1 \dots H_5$  одночасно і потрапляє до комутуючих блоків  $K_1 \dots K_5$  де може формуватися в три напрямки - потік робочої рідини А, потік Б та повернення робочої рідини в бак на злив.

Доречи необхідно відмітити, як що при розробці гідроприводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки виникає необхідність збільшення кількості незалежних потоків робо-

чої рідини, то гідравлічна схема ступеневого насоса (рис.3) змінюється шляхом збільшення одноходових розподільників встановлених в комутуючих блоках  $K_1 \dots K_5$ .

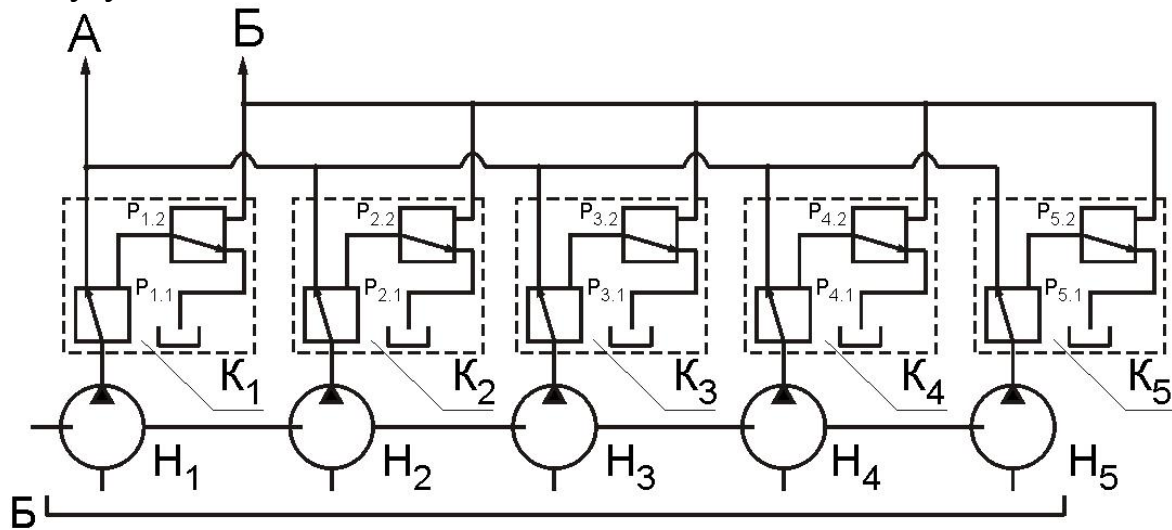


Рис. 3. Гідравлічна схема ступеневого насоса з нерегульованими секціями:

$H_1 \dots H_5$  – секції насоса с постійним робочим об'ємом;  
 $K_1 \dots K_5$  – комутуючі блоки;  $P_{1.1}, P_{1.2} \dots P_{5.1}, P_{5.2}$  – одноходові розподільники; А і В – потоки робочої рідини

Конструктивно ступеневий насос являє собою де кілька насосів з постійним робочим об'ємом які мають одночасний привод зворотної дії від приводного двигуна мобільного засобу.

Економічна доцільність побудови ступеневого насоса може бути обґрунтована порівняльною оцінкою вартості та ваги різних типів гідромашин об'ємної дії. Порівняльний аналіз аксіально-поршневих гідромашин (рис.4) показує, що вага гідромашин з постійним робочим об'ємом менш в 1,3 рази, а вартість в 2,4 рази.

Що до конструкції ступеневого насоса особливу увагу привертають гідромашини шестеренного типу [4], які в двадцять разів дешевше ніж аксіально-поршневі та в три рази легше і що саме особливе гідромашини цієї конструкції досить легко компонуються в ступеневі конструкції на одному приводному валу.

Слід зазначити, що ступеневі насосні конструкції, що складаються із групи нерегульованих насосів, застосовуються в техніці досить широко для отримання багато поточних гідравлічних схем. Такі конструкції мають суттєвий недолік, що при гідравлічному відключенні окремих секцій насосів вони продовжують працювати вхолосту, що пов'язане з додатковою витратою потужності та негативно позначається на тепловому режимі і ККД всієї установки. Цього можна, ма-

буть, уникнути, якщо гідравлічні насоси, що відключаються в даний момент, будуть, крім того, відключені від свого привода, або мати

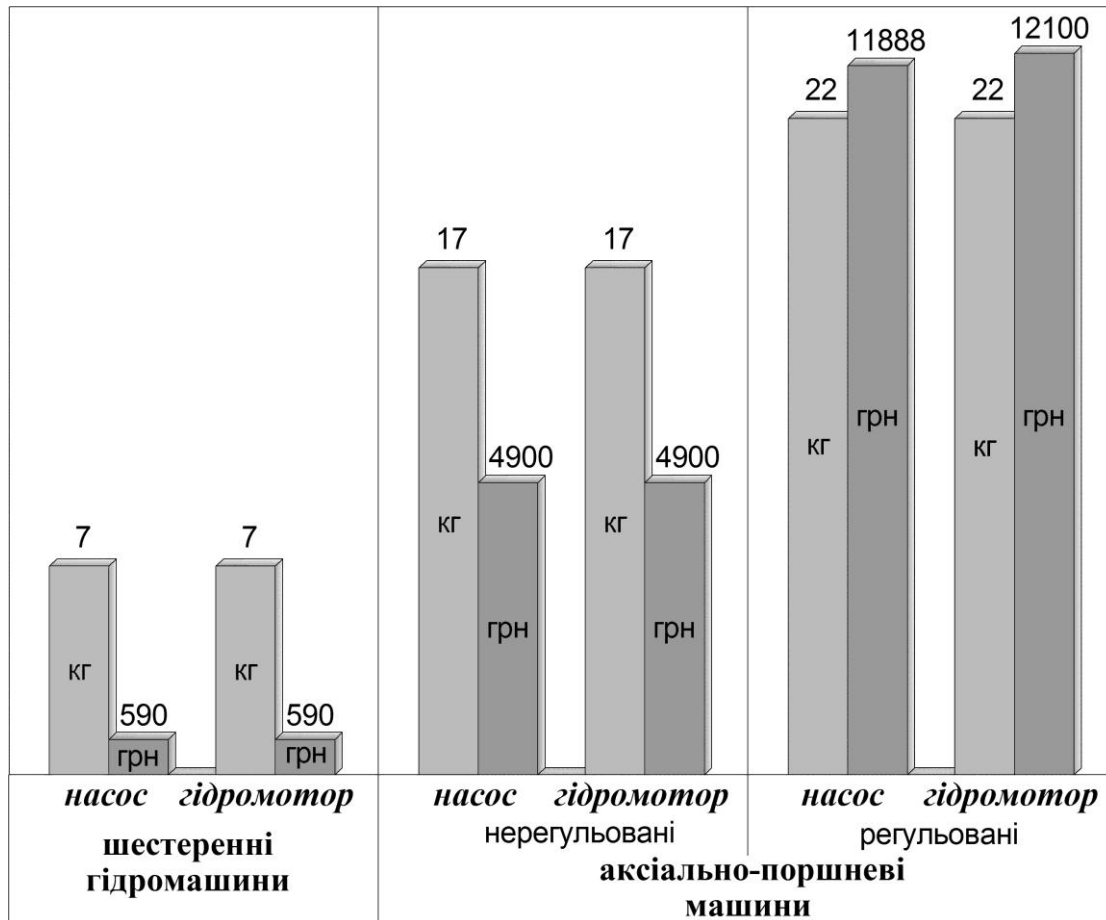


Рис. 4. Порівняльна оцінка вартості та ваги гідромашин об'ємної дії

пристрій, який гідравлічно замикає зону всмоктування насоса з зоною подачі робочої рідини.

*Висновки.* Проведеними дослідженнями по обґрунтуванню параметрів гідроприводів великої потужності для мобільних машин встановлено, що ККД регульованого насоса задовільний тільки в незначній частині діапазону зміни витрат ( $Q = 0,5...1,0$ ) практично у всьому діапазоні зміни навантаження ( $\Delta p = 10...25$  МПа) і становить при цьому  $\eta = 0,85...0,9$ , а ККД нерегульованого насоса при швидкісному способі регулювання становить практично ті ж значення  $\eta = 0,8...0,9$  у всьому діапазоні. Обґрунтовано схему насоса зі ступінчастим регулюванням подачі робочої рідини на основі нерегульованих насосів. ККД отриманого насоса зі ступінчастим регулюванням становить  $\eta = 0,87...0,92$  у всьому діапазоні зміни подачі ( $Q = 0,1...1,0$ ) і у всьому діапазоні зміни навантаження ( $\Delta p = 10...25$  МПа). Встановлено максимальну кількість нерегульованих ступенів насоса пра-

цюючого сумісно з тракторним дизелем – 4...5. Обґрунтована економічна доцільність використання насосів запропонованої конструкції.

Література:

1. *Панченко А.И.* Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники / *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 25-37.
2. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика / *Т. М. Башта.* - М.: Машиностроение, 1971. – 671 с.
3. *Фрумкис И.В.* Насосный агрегат объемной гидротрансмиссии большой мощности / *И.В. Фрумкис*// Тракторы и сельхозмашины. – № 7. – 1977. – С. 3-6.
4. *Панченко А.И.* Математическая модель насосного элемента гидроагрегата / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, И.И. Милаева*// Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 35. – С. 64-69.

## **ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ ДЛЯ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

Панченко А.И., Волошина А.А., Иванов Г.И., Засядько А.И.

**Аннотация** - работа посвящена обоснованию параметров гидроприводов большой мощности для мобильных машин и обоснованию схемы насоса со ступенчатым регулированием подачи рабочей жидкости на основе нерегулируемых насосов.

## **VALIDATION OF CHARACTERISTIC OF THE HIGH POWER HYDRAULIC CIRCUITS FOR MOBIL EQUIPMENT**

A. Panchenko, A. Voloshina, G. Ivanov, A. Zas'ad'ko

### **Summary**

**Work is devoted validation of high power hydraulic circuits for mobil equipment and validation of circuitry of pump with step-by-step regulation of working fluid's feed on the basis of unregulated pumps.**

УДК 629.083

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ РЕМОНТА

Полянский А.С., д.т.н.,

Назаров А.И., к.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** - рассмотрено влияние эксплуатационных и технологических факторов на обеспечение надежности отремонтированных автомобилей.

**Ключевые слова** - автомобиль, технологический процесс ремонта, эксплуатация, отказ, долговечность, надежность.

*Введение.* Изучение надежности автомобилей и их агрегатов позволяет обосновано подходить к планированию производства по изготовлению новых деталей, используемых вместо негодных, и повышению долговечности деталей путем конструктивных и технологических мероприятий в процессе проектирования и изготовления, а при ремонте – к применению наиболее рациональных способов восстановления деталей и высококачественной сборки [1].

*Анализ публикаций.* Рассмотрим причины, вызывающие снижение надежности отремонтированных автомобилей по сравнению с новыми, и пути ее повышения.

В заключительной фазе капитального ремонта сборка автомобилей и их агрегатов производится с использованием деталей, во-первых, с допустимым износом, имеющих различную остаточную долговечность, во-вторых, восстановленных разными способами, и имеющих различную приданную им долговечность, в-третьих, вновь изготовленных или из числа запасных, и имеющих примерно одинаковую сообщенную им долговечность.

Таким образом, надежность капитально отремонтированного автомобиля зависит от надежности каждого из основных агрегатов, отличающихся различной долговечностью, которая в свою очередь зависит от надежности огромного количества их деталей, имеющих различную долговечность.

В процессе эксплуатации могут возникать в капитально отремонтированных автомобилях внезапные отказы, вызываемые увеличением внешних нагрузок, превышающих расчетные [2].

Кроме того, отказы как отремонтированных агрегатов, так и автомобилей в целом, могут появляться из-за выхода из строя их деталей вследствие большого снижения усталостной прочности [2]. Например, в процессе эксплуатации имеет место разрушение шеек валов при восстановлении изношенных поверхностей наплавкой; отслаивание слоя, нанесенного способом гальванического осаждения металла; выкрошивание металла из-за увеличенных нагрузок; вибрации при несоблюдении требований селективной сборки деталей с допустимым износом т.д.

Внезапные отказы могут быть вызваны, конечно, и по причине несоблюдения технологического процесса восстановления деталей и сборки агрегатов или автомобиля в целом. Кроме того, внезапные отказы могут возникать из-за низкого качества изготовления новых деталей [3].

Таким образом, детали отремонтированных агрегатов автомобилей могут иметь не только отказы по причине естественного изнашивания (износные отказы), но и внезапные отказы, появляющиеся совместно.

*Цель и постановка задач исследования.* Целью работы является повышение надежности автомобилей, вышедших из капитального ремонта. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: оценить вероятность безотказной работы деталей; оценить надежность агрегатов; проанализировать распределение долговечности отремонтированных автомобилей.

*Основная часть. Совместная вероятность безотказной работы деталей.* Вероятность безотказной работы детали с учетом износных и внезапных отказов в период работы от начала эксплуатации ( $t = 0$ ) отремонтированного автомобиля до следующего капитального ремонта ( $t = T_M$ ) определяется [4]

$$p(t) = e^{-\lambda \cdot t} \cdot \frac{p(T_M)}{p(0)} = p_{\hat{a}}(t) \cdot p_{\hat{e}}(t), \quad (1)$$

где  $p_{\hat{a}}(t)$  - вероятность безотказной работы по внезапным отказам;

$p_{\hat{e}}(t)$  - вероятность безотказной работы по износным отказам, которая определяется [4] как

$$p_{\hat{e}}(t) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot \int_t^{\infty} e^{-\frac{(t-t_0)^2}{2\sigma^2}} \cdot dt, \quad (2)$$

где  $t_0$  - среднее значение долговечности детали.



Формулу (1) можно использовать только в случае  $t = 0$ , т.е. когда деталь новая или восстановленная, но впервые вступила в работу.

Если же деталь уже использовалась и имеет наработку и величину износа (деталь с допустимым износом), то вероятность безотказной работы определяется [4]

$$p(t) = e^{-\lambda \cdot t} \cdot \frac{p_e(t' + t)}{p_e(t')}, \quad (3)$$

где  $t'$  - величина наработки.

Средняя долговечность агрегатов, собранных из деталей с допустимым износом без предварительного селективного подбора, меньше долговечности соответствующих агрегатов, собранных из новых деталей. При достижении наработки  $t' + t_0$  долговечность деталей будет снижаться вследствие роста величины зазоров в сопряжениях из-за изнашивания.

Аналогичная картина будет происходить и в сопряжениях деталей с подшипниками качения, так как подбор деталей с допустимым износом при сборке таких сопряжений трудноосуществим в условиях ремонтного предприятия.

Поэтому, при наработке агрегатов сверх  $t'$ , долговечность их деталей будет также уменьшаться.

**Общая надежность агрегата после ремонта.** Если же сборка агрегата проводилась с использованием большого количества деталей с допустимым износом без надлежащего группового подбора деталей, восстановленных некачественно, то общая надежность агрегата не может быть высокой [4] и определяется

$$p(t) = \exp[-\sum \lambda_i \cdot t] \cdot \prod \frac{p_e(t_i + t)}{p_e(t_i)}, \quad (4)$$

где  $t_i$  - наработка  $i$ -ой детали.

**Анализ распределения долговечности отремонтированных автомобилей.** На рис.1 показаны кривые распределения долговечности капитально отремонтированных автомобилей [3]: кривая 1 - с выдерживанием требований технологического процесса: в условиях специализированного авторемонтного завода; кривая 2 - с несоблюдением этих требований; кривая 3 - в условиях автотранспортного предприятия.

Величины  $n_1$  и  $n_2$  характеризуют количество отказов, произошедших по причине капитального ремонта. Вследствие ряда технологических и организационных причин (нерациональный способ восста-

новления деталей, недостаточность контроля при сборке, отсутствие испытаний ряда узлов и агрегатов и т.д.) число отказов в первый период эксплуатации автомобиля, отремонтированного с несоблюдением требований технологического процесса и технических условий, является большим (кривая 2, см. рис. 1). Возникновение отказов в таком случае происходит в течение более длительного периода времени  $t_2 \geq t_1$ .

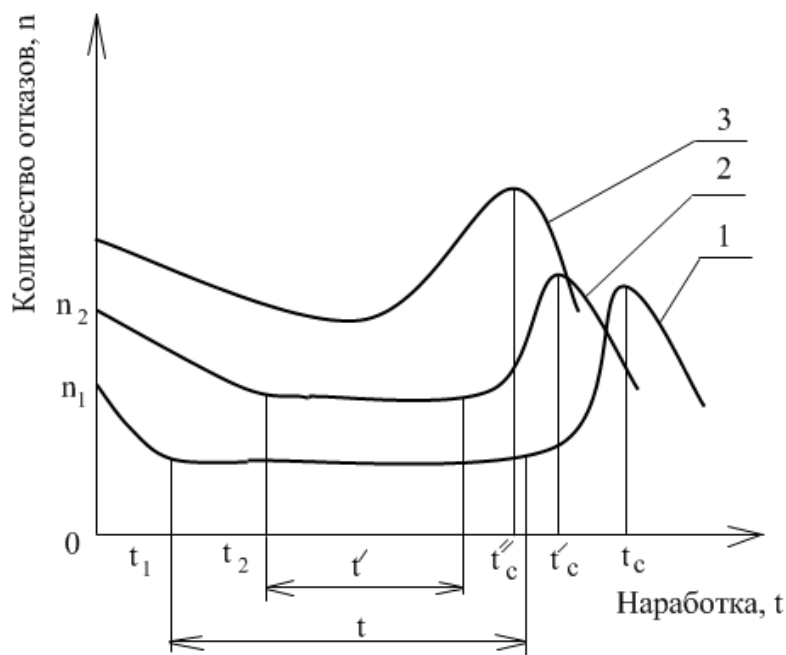


Рис. 1. Схема распределения долговечности отремонтированных автомобилей

Период нормальной эксплуатации, в течение которого производится устранение возникающих отказов путем проведения технического обслуживания и ремонта автомобилей, становится меньше по сравнению с периодом нормальной эксплуатации автомобилей, отремонтированных с соблюдением всех требований технологического процесса и технических условий ( $t' \leq t$ ).

Износные и внезапные отказы автомобилей с низким качеством ремонта наступают раньше, чем у автомобилей высокого качества ремонта, а рассеяние долговечности является большим вследствие отсутствия группового подбора деталей с допустимым износом, несоблюдения рациональных режимов нанесения металлопокрытий при восстановлении изношенных поверхностей, низкого качества механической обработки.

В силу этих причин средний срок службы капитально отремонтированных автомобилей без соблюдения требований технологического процесса и технических условий меньше, чем срок службы автомобилей, отремонтированных с их соблюдением ( $t'_c \leq t_c$ ).

Автомобили, отремонтированные в мелкосерийном ремонтном производстве, не располагающем современными средствами восстановления деталей, оборудованим и технологической оснасткой, имеют все показатели работоспособности, значительно худшие, нежели автомобили, отремонтированные в специализированных ремонтных заводах ( $t''_c \leq t'_c$ , см. рис.1). Участок возникновения отказов таких автомобилей (кривая 3, см. рис. 1) практически переходит в период весьма непродолжительной нормальной эксплуатации, переходящим в область внезапных и износных отказов, наступающих значительно раньше, чем у автомобилей, отремонтированных с отклонением от требований технологического процесса и технических условий (кривая 2, см. рис.1).

Следовательно, высокого качества и эксплуатационной надежности капитально отремонтированных автомобилей можно достичь на специализированных авторемонтных и агрегаторемонтных заводах при соблюдении технологических процессов восстановления деталей и сборки узлов и агрегатов. При этом необходимо осуществление большого количества различных технологических мероприятий, направленно формирующих определенные эксплуатационные свойства восстанавливаемых деталей [5] такие, как качество поверхности, износостойкость, усталостная прочность и обеспечивающих точность сборки.

*Выводы:*

1. Основными причинами, снижающими надежность автомобилей и их агрегатов при капитальном ремонте, являются:

- различная сообщенная, приданная и остаточная долговечность деталей, которые входят в их состав;

- не выполнение всех требований технологического процесса и технических условий на восстановление деталей, а также сборки агрегатов и автомобилей;

- возникновение внезапных отказов, вследствие несоблюдения технологических и эксплуатационных режимов.

2. Для обеспечения высокой надежности отремонтированных автомобилей и их агрегатов следует выбор рационального способа восстановления поверхностей детали и обеспечение ее посадки в узле или агрегате при сборке приводить в соответствие с эксплуатационными режимами.

## Литература

1. *Малышев Г.А.* Основные проблемы авторемонтного производства / *Г.А. Малышев* // Автомобильный транспорт. - 1973. - №7. – С. 40-42.
2. Расчет деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / *В.П. Когаев* [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. - 224 с.
3. *Масино М.А.* Повышение долговечности автомобильных деталей при ремонте / *М.А. Масино*. - М.: Транспорт, 1972. - 148 с.
4. *Анілович В.Я.* Надійність машин в завданнях та прикладах / *В.Я. Анілович, О.С. Грінченко, В.Л. Литвиненко*; за ред. *В.Я. Аніловича*. - Харків: Око, 2001. - 320 с.
5. Методы повышения долговечности деталей машин / Под ред. *В.Н. Ткачева*. - М.: Машиностроение, 1971.- 272 с.

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ АВТОМОБІЛІВ У ПРОЦЕСІ РЕМОНТУ

Полянський О.С., Назаров О.І.

***Анотація*** - розглянуто вплив експлуатаційних і технологічних факторів на забезпечення надійності відремонтованих автомобілів.

## PROVISION OF THE VEHICLE RELIABILITY DURING THE MAINTENANCE PROCESS

O. Polyansky, O. Nazarov

### *Summary*

**The impact of operational and technological factors on provision of the reliability of repaired vehicles is considered.**

УДК 621.225.001.4

## **ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВЫТЕСНИТЕЛЕЙ, ОБРАЗОВАННЫХ ЦИКЛОИДАЛЬНЫМИ КРИВЫМИ**

Панченко А.И., д.т.н

Волошина А.А., к.т.н.

Кюрчев С.В., к.т.н.

Засядько А.И., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена вопросам улучшения выходных характеристик гидромашин планетарного типа путем оптимизации геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми.

**Ключевые слова** – планетарная гидромашина, вытеснители, циклоидальная кривая, межцентровое расстояние, крутящий момент.

*Постановка проблемы.* В процессе развития производства отечественного гидрооборудования сформировались традиционные его потребители: станкостроение со своими сложившимися конструктивными формами гидрооборудования, сельскохозяйственное, строительное и дорожное машиностроение. В несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями развивается гидрооборудование горного машиностроения, особенно угольной промышленности.

Преимущественное развитие в промышленности имеет гидросистема непрерывного действия (силовая) работающая по объемному принципу, являющаяся в большей или меньшей степени универсальной.

Гидросистемы малой мощности (10 – 30% мощности приводного двигателя) здесь предназначены в основном для обслуживания навесного оборудования, а гидросистемы средней мощности (50 – 60%) со средне- и низкооборотными гидромоторами – для обслуживания активных рабочих органов мобильной техники.

Недостаточно широкое применение гидросистем привода активных рабочих органов мобильной техники, как у нас в стране, так и

за рубежом, объясняется следующими причинами: спецификой требований к приводам рабочих органов; ограниченной номенклатурой гидромашин; неудовлетворительными их выходными характеристиками и др.

Повышения выходных характеристик гидромашин планетарного типа при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы – исследование влияния геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми на изменение выходных характеристик гидромашин планетарного типа.

*Анализ последних исследований.* Исследованиями принципа действия и кинематики зацепления вытеснителей планетарных гидромашин занимались Б.Н. Бирюков, Ф.Н. Ерасов, Т.В. Белозерова [1,2,3]. Основным недостатком этих исследований является то, что в этих работах не рассмотрено изменение межцентрового расстояния между вытеснителями, что в свою очередь вызывает пульсацию крутящего момента.

*Цель статьи* – улучшение выходных характеристик гидромашин планетарного типа путем оптимизации геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми.

*Основная часть.* В связи с интенсивным внедрением гидрообъемного привода мобильной сельскохозяйственной техники, очень остро встает вопрос об улучшении выходных характеристик гидромашин планетарного типа, используемых для приводов ее активных рабочих органов.

Одним из параметров, обуславливающих выходные характеристики планетарного гидромотора является крутящий момент  $M_{кр}$ , развиваемый его выходным валом. Известно [4,5], что для вытеснителей одного типа при одинаковых габаритных размерах, параметром, определяющим крутящий момент, рабочий объем и др. является межцентровое расстояние между вытеснителями.

Представить схему работы гидромотора (рис.1) можно следующим образом: внешний (охватывающий вытеснитель) выполнен в виде развертки и по нему под действием давления рабочей жидкости катится внутренний (охватываемый) вытеснитель. В этом случае можно наблюдать как, чередуясь от зуба к зубу, перемещается мгновенный центр вращения внутреннего вытеснителя. При этом, мгновенный центр вращения перемещается последовательно, например, от центра зуба внешнего вытеснителя  $O_2$  к центру зуба внутреннего вытеснителя  $O_1$  и затем снова к центру внешнего вытеснителя  $O_4$ . Таким образом, траектория перемещения мгновенного центра вращения представляет собой ломаную зигзагообразную кривую (рис.1).

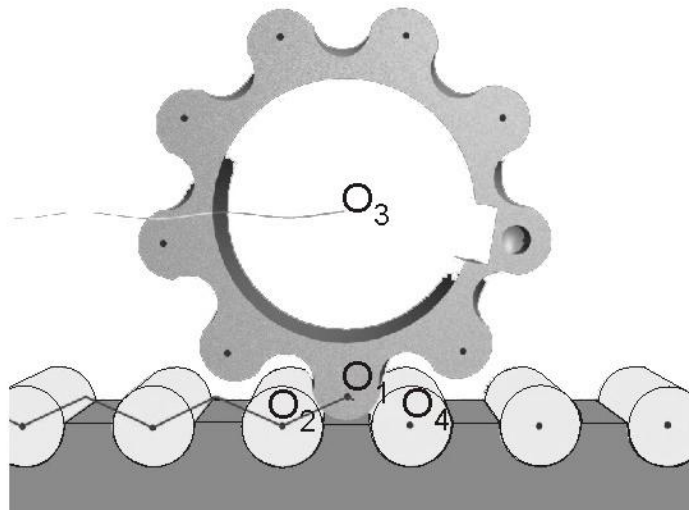


Рис. 1. Схема взаимодействия вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми

В результате такого взаимодействия вытеснителей планетарного гидромотора (рис. 1), центр  $O_3$  внутреннего вытеснителя (центр вала гидромотора) при движении описывает синусоидальную кривую, причем амплитуда этой кривой будет зависеть от амплитуды колебания мгновенного центра вращения внутреннего вытеснителя. Как показывают исследования [6,7] колебания межцентрового расстояния вызывают колебания крутящего момента на валу планетарного гидромотора до 2...3% своего номинального значения.

Для планетарных гидромашин (гидровращателей) серии ГВУ-Ф, с рабочим объемом 6300...8000 см<sup>3</sup>, у которых номинальный крутящий момент достигает 20000Н·м, колебания крутящего момента составляют до 400...600 Н·м. Такие значительные колебания крутящего момента негативно сказываются не только на работе самой гидромашин, но и на всех элементах привода в целом.

Устранение указанного недостатка возможно лишь при определенном сочетании геометрических параметров вытеснителей планетарного гидромотора, когда значения межцентровых расстояний  $e_1$  и  $e_2$  между его вытеснителями (рис. 2), которые определяются отрезками  $O_1O_2$ , равны между собой.

С этой целью, необходимо решить задачу по определению взаимосвязи геометрических параметров вытеснителей, для которых независимо от положения мгновенного центра вращения подвижного вытеснителя (точки  $O_2, O_1, O_4$  и т.д., рис. 1), обеспечивается равенство  $e_1 = e_2$  (рис. 2). Исходными данными к решению поставленной задачи служат геометрические параметры вытеснителей (рис. 2): радиусы делительных окружностей внутреннего  $R_1$  вытеснителя, отмеченного отрезком  $O_1O_3$  и внешнего  $R_2$ , от-

меченного отрезками  $O_2O_5$  (рис. 2, а) и  $O_2O_6$  (рис. 2, б); радиусы окружностей зуба внутреннего  $r_1$  вытеснителя, отмеченного отрезком  $O_3O_4$  и внешнего  $r_2$ , отмеченного отрезками  $O_4O_5$  (рис. 2, а) и  $O_4O_6$  (рис. 2, б); сумма радиусов окружностей зубьев внутреннего и внешнего вытеснителей  $r_1 + r_2$ , отмеченная отрезками  $O_3O_5$  (рис. 2, а) и  $O_3O_6$  (рис. 2, б); количество зубьев внутреннего  $z_1$  и внешнего  $z_2$  вытеснителей; углы между зубьями внутреннего  $\alpha_1 = \frac{2\pi}{z_1}$  (рис. 2, а) и внешнего  $\alpha_2 = \frac{2\pi}{z_2}$  (рис. 2, б)

вытеснителей; а также межцентровые расстояния  $e_1$  при мгновенном центре вращения вытеснителя в точке  $O_3$  (рис. 2, а) и  $e_2$  при мгновенном центре вращения вытеснителя в точке  $O_6$  (рис. 2, б), отмеченные отрезком  $O_1O_2$ .

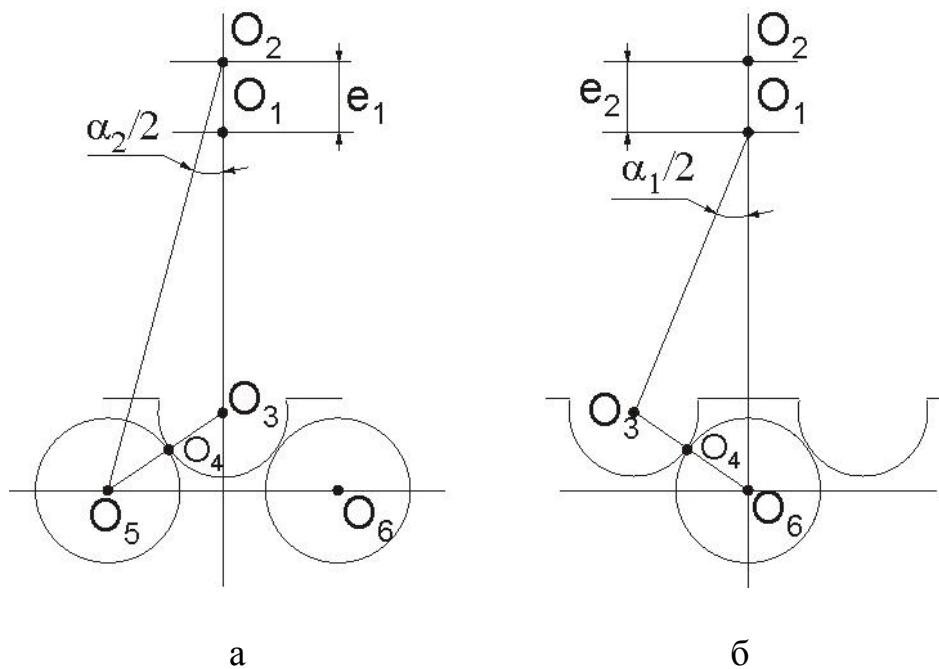


Рис. 2. Схема определения геометрических параметров вытеснителей, когда мгновенный центр вращения проходит через центр зуба:

а – внутреннего вытеснителя; б – внешнего вытеснителя;

$e_1, e_2, \alpha_1, \alpha_2$  – геометрические параметры вытеснителей

Из треугольника  $\Delta O_2O_3O_5$  (рис. 2, а) с учетом теоремы косинусов, решая и преобразовывая, можно записать равенство

$$(r_1 + r_2)^2 = R_2^2 + e_1^2 + 2e_1 \cdot R_1 + R_1^2 - 2R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - 2e_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2}. \quad (1)$$



По аналогії, из трикутника  $\Delta O_1 O_3 O_6$  (рис. 2, б) с учетом теоремы косинусов, решая и преобразовывая, можно записать следующее равенство

$$(r_1 + r_2)^2 = R_1^2 + R_2^2 - 2e_2 \cdot R_2 + e_2^2 - 2R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1} + 2e_2 \cdot R_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_1}. \quad (2)$$

Приравняв правые части равенств (1) и (2), решая и преобразовывая, получим равенство, определяющее взаимосвязь геометрических параметров, обуславливающих перемещение вытеснителей при чередовании мгновенных центров вращения в общем случае их движения

$$\begin{aligned} & 2 \cdot R_1 \cdot \left( e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right) \right) = \\ & = 2 \cdot R_2 \cdot \left( e_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - e_2 \right) + e_2^2 - e_1^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Для получения функциональной взаимосвязи геометрических параметров, равенство (3) целесообразно решать относительно радиуса  $R_1$  делительной окружности зубьев внутреннего вытеснителя

$$R_1 = \frac{2 \cdot R_2 \cdot \left( e_1 \cdot \cos \frac{\pi}{z_2} - e_2 \right) + e_2^2 - e_1^2}{2 \cdot \left( e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right) \right)}. \quad (4)$$

Учитывая, что для решения поставленной задачи снижения пульсаций крутящего момента планетарного гидромотора необходимо соблюдение равенства межцентровых расстояний  $e_1 = e_2$  при чередовании мгновенных центров вращения, тогда выражение (4) после преобразований примет вид

$$R_1 = \frac{R_2 \cdot e_1 \left( \cos \frac{\pi}{z_2} - 1 \right)}{e_1 \cdot \left( 1 - \cos \frac{\pi}{z_1} \right) + R_2 \cdot \left( \cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2} \right)}. \quad (5)$$

Анализ полученной зависимости радиуса  $R_1$  делительной окружности внутреннего вытеснителя от геометрических параметров рабочих органов планетарного гидромотора, показывает, что выражение  $\cos \frac{\pi}{z_2} - 1$  в числителе уравнения (5) имеет отрицательное значение

ние, т.е.  $\cos \frac{\pi}{z_2} - 1 < 0$ . Для того, что бы радиус  $R_1$  принял положительное значение ( $R_1 > 0$ ) необходимо, что бы и знаменатель в выражении (5) имел отрицательное значение т.е.

$$e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right) + R_2 \cdot \left(\cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2}\right) < 0. \quad (6)$$

Выражение (6) может принимать отрицательное значение только при соблюдении условия

$$0 < R_2 < - \frac{e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right)}{\cos \frac{\pi}{z_1} - \cos \frac{\pi}{z_2}}. \quad (7)$$

Таким образом, можно сформулировать, что взаимосвязь геометрических параметров вытеснителей планетарного гидромотора, описанная выражением (5), справедлива при значении радиуса  $R_2$  делительной окружности внешнего вытеснителя, находящемся в пределах, описанных следующим ограничением

$$0 < R_2 < \frac{e_1 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_1}\right)}{\cos \frac{\pi}{z_2} - \cos \frac{\pi}{z_1}}. \quad (8)$$

Полученное выражение (5) при соблюдении условия (8) определяет оптимальную взаимосвязь геометрических параметров.

*Выводы.* В результате проведенных исследований обосновано условие равенства межцентровых расстояний  $e_1 = e_2$ , при котором устраняется пульсация крутящего момента планетарного гидромотора. На основании этого условия определена взаимосвязь радиуса  $R_1$  делительной окружности зубьев внутреннего вытеснителя с геометрическими параметрами рабочих элементов планетарного гидромотора. Определены граничные значения радиуса  $R_2$  делительной окружности зубьев внешнего вытеснителя.

#### Литература

1. Белозерова Т.В. Надежность планетарного гидроусилителя рулевого управления зерноуборочных комбайнов: автореф. на соиск. уч. степ. к.т.н: 05.20.03 / Т.В. Белозерова. – М: 1983. – 23 с.: ил.

2. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков.* – М.: Машиностроение, 1977. – 152с.: ил.
3. *Ерасов Ф.Н.* К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин / *Ф.Н. Ерасов, Ф.Н. Иванченко* // Вестник машиностроения. – 1975. – №9. – С. 11-15.
4. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин / *А.И. Панченко, Т.Н. Панченко, Е.Б. Грингауз* // Труды ТГАТА. – Мелитополь: ТГАТА, 1997.- Вып.1.– Т.1.– 176 с.
5. *Панченко А.И.* Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин / *А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз* // Труды ТГАТА.– Мелитополь: ТГАТА, 1996. – Вып. 2. – Т.4. – С. 56-60.
6. *Панченко А.И.* Определение функциональных параметров вытеснителей циклоидальных гидромашин / *А.И. Панченко, О.А. Ищенко, А.Ю. Золоторев, С.В. Кюрчев* // Труды Государственного аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского. – Харьков. – Вып.11. – С. 35-38.
7. *Панченко А.И.* Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 37. – С. 83-97.

## **ОБГРУНТУВАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИТИСКУВАЧІВ, УТВОРЕНИХ ЦИКЛОЇДАЛЬНИМИ КРИВИМИ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.І.

**Анотація – робота присвячена питанням покращення вихідних характеристик гідромашин планетарного типу шляхом оптимізації геометричних параметрів витискувачів, утворених циклоїдальними кривими.**

## **THE VALIDATION OF GEOMETRICS OF DISPLACERS, WHICH GENERATED BY CYCLOIDAL CURVES**

A. Panchenko, A. Voloshina, S. Kurchev, A. Zas'ad'ko

### *Summary*

**Work is devoted the questions of improvement of output characteristics of planetary hydraulic machine by the optimization of geometrics of displacers, which generated by cycloidal curves.**

УДК 621.225.001.4

## **ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА**

Панченко А.И., д.т.н.,  
Волошина А.А., к.т.н.,  
Милаева И.И., ст. преп.,  
Титов Д.С., инж.

*Таврический государственный агротехнологический университет*  
Тел. (0619) 42-04-42

***Аннотация*** – работа посвящена обоснованию путей улучшения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа путем исследования работы его непосредственного распределительного механизма.

***Ключевые слова*** – гидровращатель, охватывающий вытеснитель, направляющая, корпус, охватываемый вытеснитель, шестерня, ротор, рабочая жидкость, непосредственный распределительный механизм.

*Постановка проблемы.* Непрерывно возрастающие масштабы производства мобильной сельскохозяйственной техники делают особенно актуальным вопрос, гидрофикации ее активных рабочих органов. В мировой и отечественной практике создания гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромашин. Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроприводов с гидромашинами вращательного действия.

На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня нужны гидромшины с очень большими (более 5000Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидровращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

В настоящее время эти гидромашины находят свое применение при гидрофикации техники различных отраслей народного хозяйства, когда необходим большой крутящий момент и низкая частота вращения, а также при специфических требованиях к конструкции гидрофицируемой техники, например, в местах где необходимо перемещение вала машины относительно гидромотора (буровая техника) или когда гидровращатель необходимо устанавливать между двух, параллельно расположенных, рабочих органов одинаковых по назначению (транспортеры, битеры и т.д.).

Повышения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа при их проектировании или модернизации можно достичь путем постановки и решения важной проблемы – исследование влияния геометрических параметров и рабочих процессов, протекающих в распределительном механизме на изменение его выходных характеристик.

*Анализ последних исследований.* Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромашин свидетельствует об ограничении мощности гидровращателей планетарного типа, которое обусловлено специфическим непосредственным распределением рабочей жидкости. В этой связи необходимо отметить, что вопросы расчета и проектирования непосредственного распределительного механизма, а также влияние его конструктивных особенностей на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа малоисследованны.

*Цель статьи* – улучшение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа путем модернизации его распределительной системы.

*Основная часть.* Основными конструктивными отличиями гидровращателя от планетарных гидромоторов является отсутствие выходного вала и эксцентричное движение корпуса (направляющей).

Конструкция планетарного гидровращателя в отличие от планетарного гидромотора значительно проще. Если не считать уплотнительных и соединительных элементов, то он состоит из четырех основных деталей – корпуса (направляющей), эксцентрично установленного внутри корпуса ротора (шестерни) и двух крышек. Направляющая с ротором образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива от зоны нагнетания.

Принцип работы гидровращателя, как и всех гидромашин планетарного типа заключается в следующем: внутри охватывающего вытеснителя **1** установлен охватываемый вытеснитель **2** (рис.1), на который с одной стороны равномерно действует давление рабочей жидкости. Под действием этого давления охватываемый вытеснитель катится внутри охватывающего вытеснителя. Роль водила в гидровращателе, как и во всех гидромоторах планетарного типа, выполняет рабочая жидкость. Однако, эти гидромашины (в связи с особенностью конструкции) имеют довольно сложную систему распределения рабочей жидкости.

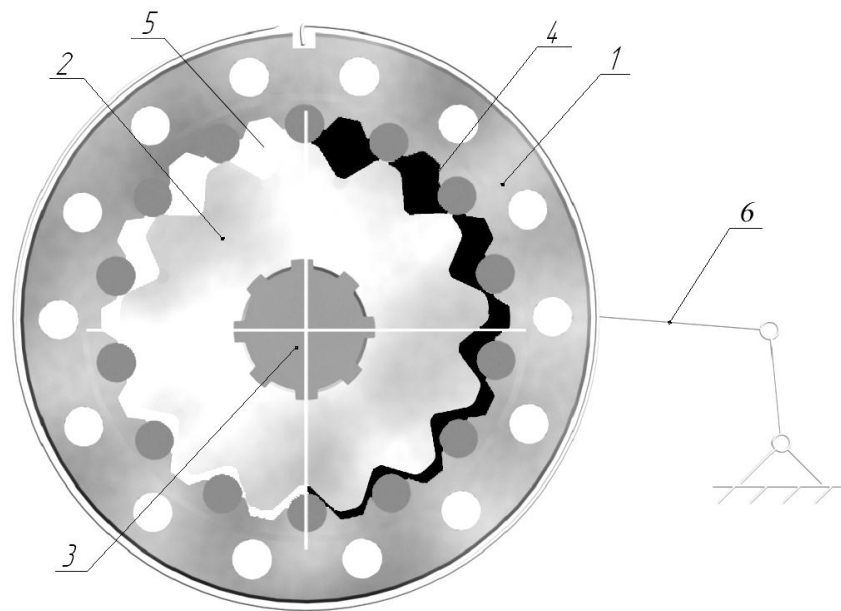


Рис. 1. Схема работы гидровращателя планетарного типа:  
 1 – охватывающий вытеснитель (направляющая); 2 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 3 – вал приводного устройства;  
 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива; 6 – двухзвенный рычаг

Гидравлическое поле (зона нагнетания **4** и зона слива **5**), создаваемое распределительной системой в рассматриваемой гидромашине, движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя **1**, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель **2** обкатывается по неподвижному **1**, с той же скоростью, что и гидравлическое поле **4**, поворачиваясь при этом в противоположную сторону.

Подвижный вытеснитель **2** соединен с валом **3** активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия, при этом направляющая (корпус) **1** совершает плоскопараллельные колебательные движения. Планетарное движение корпуса компенсируется с помощью двухзвенного рычага **6** (рис. 1). Такая конструкция гидровращателя удобна для привода элементов расположенных симметрично от приводного вала, когда гидромашинка расположена посередине (транспортёры), также в машинах, где валу необходимо перемещаться вдоль гидромотора (буровые машины).

Одним из представителей гидровращателей планетарного типа является планетарный гидровращатель типа ГВУ-Ф (рис. 2), который состоит из корпуса (направляющей) **15** со вставными роликами **20**, ротора (шестерни) **3** и двух крышек **12**, в которые запрессованы заглушки **10**. Крышки прикреплены к направляющей стяжными болтами **5** с пружинными шайбами **1** и гайками **2**. Торцевые зазоры между шестерней и крышками уплотнены резиновыми **8** и чугунными **9** кольцами.

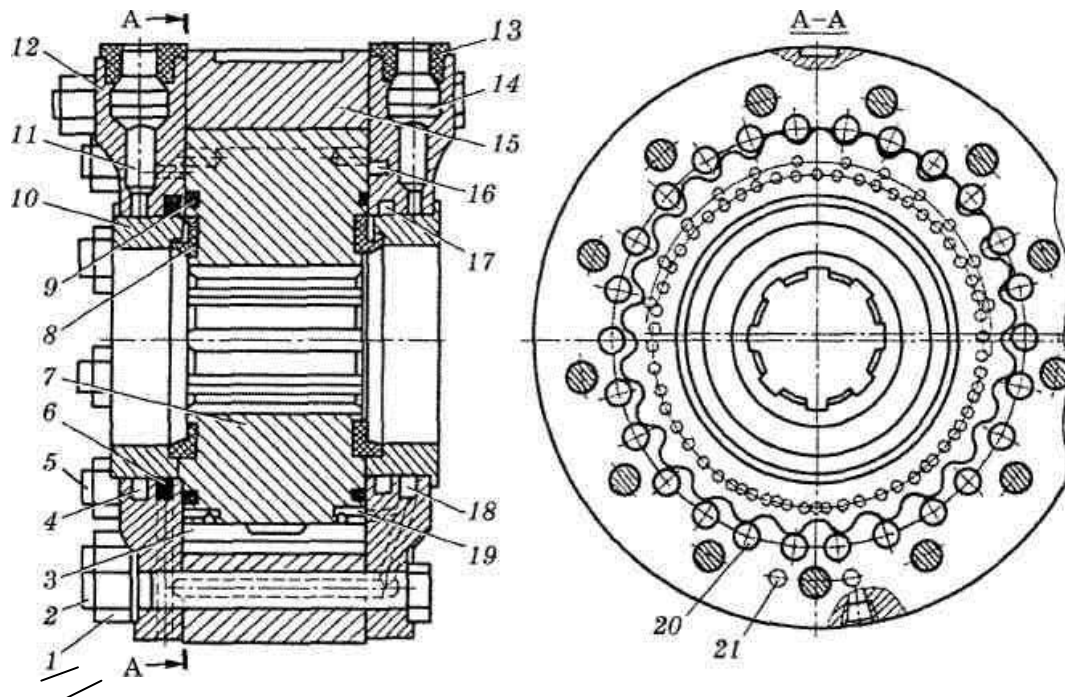


Рис. 2. Гидровращатель планетарного типа ГВУ-Ф:

- 1 – пружинная шайба, 2 – гайка; 3 – зуб шестерни; 5 – болт;  
 4, 6, 17, 18 – кольцевые каналы; 7 – ротор (шестерня);  
 8 – резиновые уплотнения; 9 – чугунные уплотнения; 10 – заглушка;  
 11, 14 – входное (выходное) отверстие; 12 – крышка; 13 – пробка;  
 15 – корпус (направляющая); 16, 19 – отверстия; 20 – ролик;  
 21 – перепускной канал

В зависимости от направления вращения шестерни рабочая жидкость подается во входное отверстие **14** или **11**. Условимся, что рабочая жидкость подводится через входное отверстие **14** и под давлением поступает в кольцевой канал **18**, от него одновременно – в аксиальные отверстия, выполненные в правой крышке и перепускной канал **21** в направляющей и в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышки. Далее жидкость через отверстия **19**, выполненные на торцевых поверхностях шестерни поступает в рабочие камеры, которые образованы внутренней поверхностью направляющей **15** с роликами **20** и внешней поверхностью шестерни **7**. Под действием давления жидкости направляющая **15** начинает осуществлять сложное плоскопараллельное движение, обкатываясь по шестерне **7** и одновременно сообщая ей вращательное движение.

Крышки **12** представляют собой многофункциональное устройство, образующее торцевые замыкатели с элементами распределения рабочей жидкости (золотниковое устройство). Для обеспечения фазной подачи рабочей жидкости в рабочие камеры внутренние поверхности золотникового устройства (крышек **12**) имеют зеркальное отражение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение ше-

стерни относительно торцевых поверхностей золотникового устройства (крышек **12**) обуславливает перемещение отверстий выполненных в шестерни (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышки **12**, в котором выполнены отверстия золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

Для гидравлической разгрузки (уравновешивания) данной конструкции вытеснителей и распределительной системы в крышке выполнено два перепускных канала, один из которых соединяет кольцевой канал **18** правой крышки с каналом **6** левой крышки, а другой – канал **17** правой крышки с каналом **4** левой крышки. Таким образом, подача рабочей жидкости в рабочие камеры осуществляется с двух сторон.

Рассматриваемая распределительная система гидровращателя планетарного типа (рис. 3) состоит из крышки **Б** (в работе участвуют обе крышки), на торцевой поверхности которой выполнены окна нагнетания и слива (1...28), которая представляет собой золотник и шестерни **А**, на торцевых поверхностях которой выполнены распределительные окна (1'...13'), которая представляет собой распределитель.

Для анализа работы распределительной системы (рис. 3) условно считаем, что золотник **Б** неподвижный, а распределитель **А** совершает плоскопараллельное движения с вращением. На рис. 3 представлено наложение окон распределителя на окна золотника, при котором и происходит перекрытие окон золотника окнами распределителя в одно из мгновенных положений. Так же рис. 3 можно рассмотреть, как перемещение одного окна распределителя с рабочей камерой по поверхности золотника, представленной окнами 1...28, поочередно их, перекрывая и совершая гипоциклоидальное движение.

Линия центров  $OO'$  условно разделяет распределительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично. Из рис. 3 видно, что справа распределительные окна соединяются с окнами нагнетания золотника, а слева – с окнами слива.

Анализ работы распределительной системы (рис. 3) показывает, что окна распределителя 9', 10', 11' перекрываются с окнами нагнетания 19, 21, 23 золотника, соединяя полость нагнетания с рабочими камерами гидровращателя, при этом в полости слива окна распределителя 4', 5', 6' соединяются с окнами слива 8, 10, 12 золотника, и происходит слив рабочей жидкости. Так же необходимо отметить, что в данный момент окна распределителя 1', 2', 3', 7', расположенные в зоне нагнетания и окна 8', 12', 13', расположенные в зоне слива не участвуют в работе распределительной системы, что ограничивает ее пропускную способность, в отличие от обычной торцевой распределительной системы планетарного гидромотора [2,3].



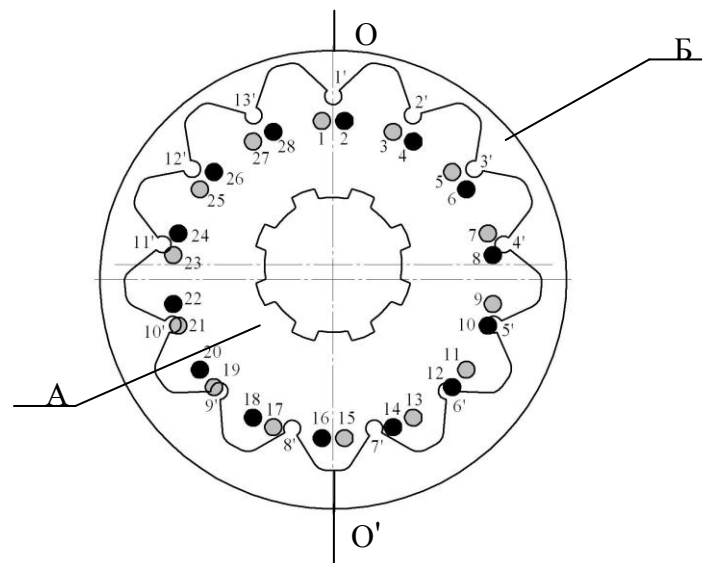


Рис. 3. Распределительная система непосредственного типа:  
 А – распределитель (шестерня), Б – золотник (крышка); 1'...13' – окна распределителя;  
 1...28 – окна золотника; ●, ○ – окна нагнетания и слива золотника, соответственно

К недостаткам рассматриваемой распределительной системы непосредственного типа можно отнести ограничение количества рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя, обусловленное тем, что не все распределительные окна участвуют в работе распределительной системы данного типа. Ограничение количества рабочей жидкости (пропускной способности) в свою очередь вызывает уменьшение частоты вращения и мощности гидровращателя.

Влияние конструктивных особенностей торцевой распределительной системы обычной планетарной гидромашины на ее выходные характеристики достаточно изучено и рассмотрено рядом авторов, например в работах [3-5], а влияние конструктивных особенностей непосредственной распределительной системы планетарных гидромашин на их выходные характеристики малоисследованно. Поэтому исследование влияния геометрических параметров непосредственной распределительной системы и процессов, протекающих в ней, на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа на сегодняшний день очень актуально.

*Выводы.* Анализ проведенных исследований показал, что в распределительной системе непосредственного типа ограничено количество рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя, обусловленное тем, что не все распределительные окна участвуют в работе распределительной системы данного типа, что в свою очередь вызывает уменьшение частоты вращения и мощности гидровращателя. Так как влияние конструктивных особенностей данной распределительной системы на выходные характеристики гидровращателя малоизученно, вопрос исследования влияния геометрических параметров непосредственной распределительной системы и про-

цессов, протекающих в ней, на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа очень актуален. В этой связи, для улучшения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа необходимо разработать физические и математические модели работы непосредственной распределительной системы с учетом изменения ее геометрических параметров.

#### Литература

1. *Детина А.Ф.* Гидропривод машин для живодноводства и корнепроизводства / *А.Ф. Детина, В.Г. Куранов.*- М.: Колос, 1984.- 223с.
2. *Панченко А.І.* Експериментальне обґрунтування величини перекриття розподільних вікон / *А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кюрчев* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА., 2001. – Вип. 2. – Т.19. – С. 13-17.
3. *Панченко А.І.* Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора / *А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина*// Праці ТДАТА.– Мелітополь: ТДАТА, 2006.– Вип. 37. – С.10-19.
4. *Панченко А.И.* Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА.– Мелітополь: ТДАТА, 2006.– Вип. 37.– С. 72-82.
5. *Панченко А.И.* Параметрические исследования распределительного блока планетарного гидромотора / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Г.И. Иванов, И.И. Милаева* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип. 7. – Т.4. – С. 24-42.

### **ОБГРУНТУВАННЯ ШЛЯХІВ ПОКРАЩЕННЯ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРООБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Панченко А.І., Волошина А.А., Мілаєва І.І., Тітов Д.С.

**Анотація** - робота присвячена обґрунтуванню шляхів покращення вихідних характеристик гідрообертача планетарного типу шляхом дослідження роботи його безпосереднього розподільного механізму.

### **THE WAYS OF AMELIORATING OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY-TYPE HYDRAULIC ROTATOR'S VALIDATION**

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Milayeva, D. Titov

#### *Summary*

**Work is devoted the validation of the output characteristics' ameliorating ways of planetary hydraulic rotator by the the its control gear's operation's research.**

УДК 631.3.001.5

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ НА ОСНОВІ УПРАВЛІННЯ ЇХ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ

Болтянський О.В., к.т.н.,  
Стефановський О.Б., к.т.н.,  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – в статті запропоновано заходи з технічного обслуговування тракторів, що дозволяють підвищити ефективність їх використання.

**Ключові слова** – трактор, технічне обслуговування, витрата палива.

*Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень.* Підтримка машин в стані постійної готовності до роботи, особливо в умовах недостатньої технічної оснащеності, значною мірою визначає успіх виробничої діяльності сільськогосподарського підприємства будь-якої форми власності.

Разом з тим, практика останніх 15 років свідчить про кризову ситуацію щодо технічної готовності машин до проведення польових механізованих робіт у встановлені терміни. Пояснити це можна наступними обставинами [1].

1. Великим терміном експлуатації тракторів (вищим за термін амортизації, рівний 8-10 років). Обстеження господарств Мелітопольського району Запорізької області в 2005-2008 роках показало, що середній вік тракторів К-701 і Т-150К склав 10-12 років, а Т-4А – більше 15 років. У результаті з кожним роком техніко-економічні показники їх роботи неухильно погіршуються.

2. В останні 10-12 років питанням організації планового технічного обслуговування (ТО) приділялося в господарствах все менше уваги. Це позначилося на зниженні загального рівня працездатності і показників роботи тракторів.

Дослідженнями [1] встановлено, що зниження і втрата працездатності мобільних енергетичних засобів при збільшенні терміну їх служби часто є наслідком як природного зносу деталей, так і погіршення регулювань вузлів і механізмів.

У роботі [2] проаналізовано роботу тракторів Т-150К (від 4 до 15 років роботи) по чотирьох параметрах: кількість відпрацьованого за рік, річне вироблення, число нормо-змін, питома витрата палива. Виявлено склад вікових груп цих тракторів (табл. 1) і отримано їх основні показники.

Таблиця 1

Динаміка зміни показників роботи тракторів Т-150К  
залежно від терміну служби

Показник	Вікова група тракторів					
	I	II	III	IV	V	VI
Період експлуатації, років	до 4	5-6	7-8	9-11	12-14	15 і більш
Річне завантаження, годин	1070	947	724	638	529	419
Відпрацьовано нормозмін	133	120	92	77	69	47
Річний наробіток, ум.ет.га	1508	1370	1069	889	799	540
Поправочний коефіцієнт до річного вироблення	1,00	0,9	0,7	0,57	0,51	0,31
Питома витрата палива, кг/ум.ет.га	8,47	8,87	9,06	10,02	11,14	11,53
Поправочний коефіцієнт до витрати палива	1,00	1,05	1,07	1,18	1,31	1,36
Коефіцієнт технічної готовності	0,54	0,40	0,30	0,25	0,21	0,18

Аналіз даних таблиці 1 показує, що із збільшенням терміну служби трактора знижується кількість відпрацьованих нормо-змін і річне вироблення, зростає питома витрата палива, істотно знижується ефективність роботи енергетичного засобу. Це підтверджується приведеними значеннями величини поправочних коефіцієнтів на річне вироблення і витрату палива.

В процесі масового обстеження використання тракторів Т-150К був виявлений низький рівень їх ТО [2, 3].

У господарствах в основному відсутні спеціалізовані ланки майстрів-налагоджувати. Весь комплекс операцій по технічному обслуговуванню машин зводиться часто і в основному до усунення несправностей.

*Формулювання мети статті.* Метою статті є пропонування заходів з технічного обслуговування тракторів, що дозволяють підвищити ефективність їх використання навіть при суттєвому збільшенні терміну експлуатації.

*Основна частина.* Своєчасне відновлення регулювань дозволяє підвищити рівень працездатності і збільшити річне напруження тракторів. Образно кажучи, трактор «омолоджується» і по рівню своєї працездатності переходить в меншу вікову групу.

Із збільшенням терміну служби машин добиватися зменшення витрат часу на усунення відмов можна шляхом більш повного і

якісного технічного обслуговування (ТО). Величина витрат часу на технічне обслуговування повинна відповідати річному завантаженню машин.

Управляючи постановкою на ТО і якістю проведення обслуговуючих дій, можна підтримувати вищий рівень працездатності машин, збільшуючи економічно доцільний термін їх служби. Крім того, більш повне і якісне ТО значно знижує вплив терміну служби (віку) машин на можливість їх безвідмовної роботи. Це якраз і є передумовою до збільшення терміну служби машин до 15...20 років, при допустимих витратах на їх утримання. При цьому сільськогосподарські підприємства зможуть поступово оновлювати свій машинно-тракторний парк.

Збільшуючи об'єм обслуговуючих дій для трактора, можна добитися істотного зниження часу простою його по технічних причинах. При цьому зазначимо, що об'єм обслуговуючих дій визначається річним завантаженням трактора і питомими витратами на обслуговування на кожну годину роботи. Таким чином, плануючи річне завантаження трактора в годинах роботи, можна розрахувати річний об'єм обслуговуючих дій також в годинах.

Для порівняння із загальним рівнем технічної експлуатації машин, були спеціально виділені і обстежені декілька виробничих підрозділів сільськогосподарських підприємств з задовільною організацією ТО машин спеціалізованими ланками майстрів-налагоджувальників. Такий варіант обслуговування тракторів умовно названий «контрольним», а загальний варіант - «рядовим» (табл.2).

Таблиця 2

Порівняльні дані показників роботи тракторів Т-150К залежно від терміну служби і рівню технічної експлуатації

Показник	Варіант ТО	Вікова група тракторів					
		I	II	III	IV	V	VI
Річне завантаження, год.	рядовий	1070	947	724	638	529	419
	контр-й	1225	1146	1041	978	943	918
Річний наробіток, ум.ет.га	рядовий	1508	1370	1069	889	799	540
	контр-й	1725	1570	1384	1252	1150	1059
Питома витрата палива, кг/ум.ет.га	рядовий	8,47	8,87	9,06	10,02	11,14	11,53
	контр-й	8,11	8,35	8,68	9,08	9,81	10,46
Зниження витрати палива: питомої, кг/ум.ет.га масової, кг відносне, %	-	0,36	0,52	0,58	0,94	1,33	1,07
	-	441	596	604	919	1254	982
	-	4,4	6,2	6,6	10,3	13,6	10,8

Аналіз даних таблиці 2 наочно свідчить про більшу ефективність контрольного варіанту обслуговування: зростає річне завантаження трактора, збільшується його вироблення, знижується питома і масова витрата палива. Причому, із збільшенням терміну служби (віку) ефект обслуговуючих дій на трактор посилюється, про що свідчить зростання відносного зниження витрати палива по роках. При тривалій експлуатації тракторів тільки за рахунок економічного ефекту від зниження витрати палива при «контрольному» варіанті обслуговування представляється можливим утримання спеціалізованої ланки з ТО тракторів і сільськогосподарських машин.

Зниження масової витрати палива (кг) визначимо по формулі:

$$\Delta Q = (q_p - q_k) \cdot V_k, \quad (1)$$

де  $q_p$  і  $q_k$  - питома витрата палива відповідно при «рядовому» і «контрольному» варіантах ТО, кг/ум.ет.га;

$V_k$  - річне вироблення трактора при «контрольному» варіанті ТО, ум.ет.га.

Відносне зниження витрати палива дорівнює

$$\Delta q = \frac{q_p - q_k}{q_p} \cdot 100\%. \quad (2)$$

Слід зазначити, що дані таблиці 2 лише підтверджують потенційну можливість довготривалої експлуатації тракторів (15-20 років), але не є оцінними показниками ефективності їх ТО.

Для встановлення повного можливого ефекту «контрольного» варіанту експлуатації машин необхідне виконання повного об'єму всіх робіт з ТО, причім у регламентовані терміни.

Підтримці машин в працездатному стані в процесі їх тривалої експлуатації сприятиме відтворення на сільськогосподарських підприємствах інженерно-технічної служби.

*Висновки.* Управління технічним станом тракторів (шляхом здійснення і підвищення рівня обслуговуючих дій) дозволить істотно підвищити їх виробничу ефективність і продовжити термін служби.

Величину і темп наростання витрати палива при роботі машинно-тракторних агрегатів можна понизити при організації своєчасного якісного ТО трактора.

#### Література

1. *Ленский А.В.* Система технического обслуживания машинно-тракторного парка / *А.В. Ленский.* – М.: Россельхозиздат, 1982. – 224 с.
2. *Зацаринный В.А.* О влиянии уровня обслуживающих воздей-

ствий на работоспособность энергетических средств / *В.А. Зацаринный* // Технология и средства механизации полеводства: Межвузовск. сб. науч. тр. - зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2004. – 236с.

3. *Бутов Н.П.* Старый трактор ещё поработает / *Н.П. Бутов, В.А. Зацаринный, С.Л. Никитченко* // Сельский механизатор. - 2001. - №4. - С. 12

### **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ УПРАВЛЕНИЯ ИХ ТЕХНИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ**

Болтянский О. В., Стефановский А. Б.

*Аннотация* – в статье предложены приемы по техническому обслуживанию тракторов, уоторые позволяют повысить эффективность их использования.

### **INCREASE OF EFFICIENCY OF MOBILE ENERGY MEANS' USING ON THE BASE OF CONTROL OF THEIR TECHNICAL STATE**

O. Boltyanskiy, A. Stefanovskiy

#### *Summary*

Expedients of the tractor maintenance allowing increase of the efficiency of tractor usage are proposed in the paper.

УДК 631.372

## ОСОБЛИВОСТІ ТРАКТОРОБУДУВАННЯ В ІНДІЇ

Стефановський О.Б., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – у статті розглянуто особливості сучасної тракторної промисловості в Індії.

**Ключові слова** – Індія, трактор, фірма, марка, завод.

*Постановка проблеми й аналіз попередніх робіт.* Теперішня фінансово-економічна криза призвела до зниження виробництва тракторів провідними тракторобудівними фірмами розвинутих країн. Україна не стала виключенням, у тому числі через невелику здатність аграрних підприємств до придбання сучасних тракторів.

Водночас такі країни, що розвиваються, як Китай і Індія, демонструють певні економічні успіхи навіть у цей час. Вітчизняні споживачі знайомі з китайськими тракторами, але у значно меншій мірі – з продукцією індійської тракторної промисловості (ІТП).

На інтенсивний розвиток ІТП вже звернули увагу закордонні аналітики, наприклад Й. Штилер [1; 2]. За його даними, Індія стала великим виробником тракторів у світі: у 2008 р. ІТП виробила 387 тис. тракторів, а у 2015 р. очікується зростання їх випуску до 668 тис.

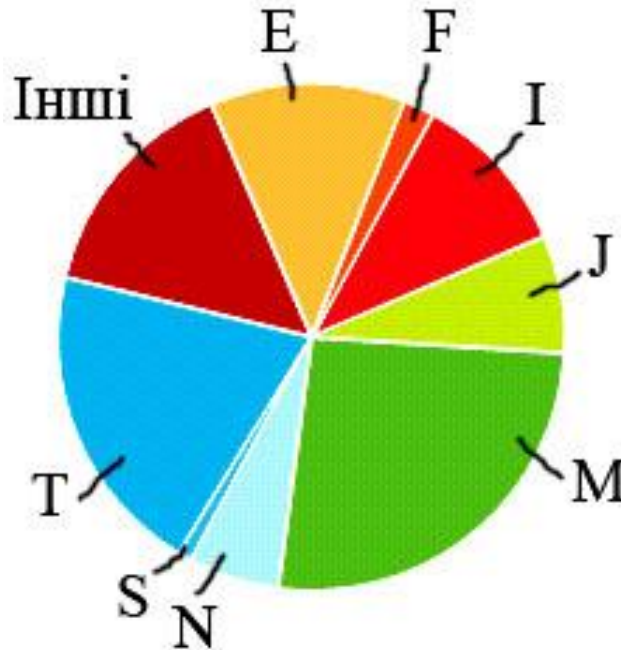
*Метою* даної роботи є аналіз особливостей стану і продукції сучасної індійської тракторної промисловості.

*Основна частина.* На рис.1 представлена діаграма розподілу часток загального виробництва тракторів між основними фірмами, що їх виробляють. Як видно, є великі розбіжності між цими частками. Найбільшу частку виробництва у 2008 р. (26,2%, 101,4 тис. тракторів) забезпечила фірма Mahindra Farm Equipment, найменшу (1,0%) – фірма Same Deutz-Fahr India Ltd.

Які ж трактори виробляються в Індії? Переважна більшість їх має двигуни з номінальної потужністю 23...37 кВт (близько 73%, або більше 260 тис.). Менш потужних тракторів вироблялося дещо більше 15% (більше 50 тис.), а більш потужних – близько 11,5% (близько 40 тис.) [2]. Звідси видно, що частка цих тракторів, придатна для інтенсивних технологій сільськогосподарського виробництва, є поки що невеликою. Але вона зростатиме, внаслідок як експорту тракторів з Індії в інші країни (у



тому числі розвинуті), так і збереження потреби в інтенсифікації аграрного виробництва в Індії. Останнє обумовлене тим, що населення цієї країни швидко зростає, і через ряд десятиліть Індія стане самою населеною країною світу, випередивши Китай.



E – Escorts Agri Machinery Group, F – Force Motors Ltd., I - International Tractors Ltd., J – John Deere Equipment Pvt. Ltd., M – Mahindra Farm Equipment, N – New Holland Fiat India Pvt. Ltd., S – Same Deutz-Fahr India Ltd., T – Tractor and Farm Equipment

Рис. 1. Розподіл часток загального виробництва тракторів в Індії між основними фірмами у 2008 р. (за даними [3])

Тому припустимо, що у 2015 р. частка тракторів з потужністю більше 37 кВт подвоїться, а їхнє виробництво перевищить 150 тис. машин. Тоді за період 2008 – 2015 р. чисельність таких тракторів може скласти близько  $8(40 + 150)/2 = 760$  тис., з яких, можливо, півмільйона залишиться в Індії.

Найбільш потужні індійські трактори є найбільш технічно досконаліми. Так, на них застосовуються (або застосовуватимуться у близькій перспективі) 4-циліндрові дизелі з турбонаддувом, трансмісії з переключенням передач на ходу, гідростатичне рульове керування, гідроначіпні системи з елементами автоматизації.

Менш потужні трактори, що зараз більш поширені в Індії, мають більш просту конструкцію, що відповідає теперішнім умовам їх застосування при невисокому рівні технічного сервісу, у дрібних власників. У цих тракторах застосовуються 3-циліндрові дизелі, механічні коробки передач і рульові керування.

Якщо порівняти кліматичні умови Індії й України, то в останній значно коротше період жаркої погоди і взагалі менша кількість атмосферних опадів. Досить холодна погода, яка можлива в Україні протя-

гом 2-3 місяців, в Індії можлива тільки у гірських регіонах. Тому якщо й вибрати індійський трактор для застосування в Україні не тільки в теплий час, то треба переконатися, що цей трактор придатний для експлуатації в індійських гірських регіонах.

Далі коротко охарактеризовані чотири провідних індійських виробники тракторів, сумарна частка яких у виробництві у 2008 р. складала близько 70%, за даними роботи [2].

Фірма Mahindra Farm Equipment працює з 1963 р. і є одним з трьох самих великих виробників тракторів у світі. Її заводи знаходяться у містах Мумбаї, Нагпур, Рудрапур, Джайпур. Крім того, ця фірма повністю контролює тракторне виробництво компаній Gujarat Tractors і Punjab Tractors.

Фірмою Mahindra Farm Equipment виробляються трактори під наступними марками: Bhooniputra, Sarpanch, Arjun Ultra-1, Shaan. Завод Gujarat Tractors у м. Вадодара виробляє трактори марки Shaktimaan.

Міжнародна присутність цієї провідної фірми здійснюється таким чином: вона має складальне виробництво в Австралії, заводи у трьох країнах Африки, філіал у США.

Фірма Tractor and Farm Equipment заснована у 1961 р. Її заводи знаходяться у містах Ченнаї, Додабалпур, Калладипаті; в м. Алвар знаходиться дизельний завод, а у м. Парвану – завод розподільних валів і трансмісій. Дослідницькі центри цієї фірми розташовані у містах Ченнаї і Мандидіп.

Фірмою Tractor and Farm Equipment (сумісно з фірмою Eicher) виробляються трактори під марками TAFE, Massey Ferguson, Eicher.

Фірма Escorts Agri Machinery Group має групу заводів в області Фарідабад, где виробляються трактори марок Escort, Farmtrac і Powertrac, а також всі їх агрегати. У 2000 р. ця фірма почала виробництво більш потужних і досконалих тракторів Farmtrac у Польщі (м. Мрагово), для обслуговування європейського ринку. Ці трактори є адаптованими до європейського клімату, і тому можуть без обмежень застосовуватися в Україні.

Фірма International Tractors Ltd. працює з 1997 р. і є часткою машинобудівної компанії Sonalika Group. Остання виробляє найбільш потужні тракторні дизелі (до 66 кВт), причому ряд їх моделей має рівні димності й викидів часток, що відповідають нормам Euro III. Крім автомобілів і тракторів, цією компанією також виробляються самохідні і причіпні комбайни. Трактори International Tractors Ltd. експортуються майже на всі континенти світу, тому серед них також є моделі, які можуть експлуатуватися в Україні без обмежень.

Менш значні індійські виробники тракторів мають такі активи. У регіоні м. Пуна знаходиться тракторне виробництво фірм Force Motors Ltd. і John Deere, в регіоні Нью-Делі – завод фірми New Holland

Agriculture, у м. Раніпет – завод фірми Same Deutz-Fahr India Ltd. Тамо ж розташовані і дизельні заводи. Багато моделей тракторів, що там виробляються, йдуть на експорт.

Відома італійська машинобудівна фірма Carraro SpA, починаючи з 1997 р. (сумісно з компанією Escorts Group до 2006 р.), у м. Пуна виробляє тракторні трансмісії та відкрила сучасний конструкторський центр.

*Висновки.* З наведених стислих даних видно, що ІТП знаходиться на підйомі, причому зростають і кількісні, і якісні показники виробництва тракторів.

Через експортну орієнтованість більшості тракторних виробників Індії, їхня продукція поступатиме в Україну. Зараз для вітчизняних споживачів (за наявності коштів) можливе впевнене придбання тракторів, вироблених індійськими компаніями для країн з помірним кліматом. Враховуючи потужність двигунів, ці трактори приблизно відповідають тяговому класу 1,4, який є прийнятним для невеликих господарств.

#### Література

1. Stieler Technologie- & Marketing-Beratung. – Режим доступу: <http://www.stm-stieler.de> .
2. *Stieler J. Stars of India / J. Stieler // Industrial Vehicle Technology International.* – September, 2009. – P. 22-26.
3. Table 1: Production volume of tractors in India in 2008 / *J. Stieler // Stars of India...* – Режим доступу: <http://viewer.zmags.com/publication/630382ac#/630382ac/25> .

## ОСОБЕННОСТИ ТРАКТОРОСТРОЕНИЯ В ИНДИИ

Стефановский А.Б.

***Аннотация*** – в статье рассмотрены особенности современной тракторной промышленности в Индии.

## PECULIARITIES OF THE TRACTOR INDUSTRY OF INDIA

A. Stefanovskiy

### *Summary*

**Peculiarities of the modern tractor industry of India are considered in the paper.**

УДК 621.432 (629.114)

## СУЧАСНІ МЕТОДИ БЕЗКОНТАКТНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Зуєв О.О., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (619) 42-04-42

**Анотація** – у статті розглянуто перспективні методи діагностування двигунів внутрішнього згоряння за допомогою ЕОМ.

**Ключові слова** – діагностика, бортова ЕОМ, безконтактна діагностика.

*Постановка проблеми, аналіз останніх досліджень.* В сучасних умовах власник будь-якого енергоємного транспортно-засобу розглядає його як засіб виробництва і прагне забезпечити прогнозований стан його готовності, по можливості мінімізуючи експлуатаційні витрати. Численні дослідження показують, що забезпеченням постійної готовності транспортного засобу є своєчасне проведення комплексу операцій з ТО (технічного огляду) та ремонту. Основою мінімізації затрат коштів на ТО та ремонт є своєчасна діагностика вузлів і агрегатів для оцінки доцільності і необхідного об'єму ремонтних дій у конкретний момент.

Останнім часом на транспортних засобах провідних західних фірм широко використовуються бортові електронні засоби, що виконують функції контролю, регулювання або автоматичного управління різними системами і механізмами трактора чи автомобіля, а також ті, що забезпечують водія необхідною інформацією [1]. Ці функції логічно пов'язані з особливостями пристрою і функціонування відповідних систем і механізмів транспортного засобу.

Слід відзначити, що подібні системи значно полегшують роботу водія. Застосування сучасної GPS навігаційних комплексів за даними статистики зменшує до 10% втрати палива (за рахунок попередження про «пробки», ремонтні роботи на дорозі та ін.). Застосування сучасного інтелектуального круїз-контролю зменшує навантаження водія, що вочевидь призводить до зменшення аварій на дорогах. Цей список можна продовжувати, але, на мій погляд, всі ці системи, вартість яких на цей час становить за різними джерелами 20...45% вартості транспортного засобу, мало допомагають у поточній діагностиці транспортного засобу. Безперечно, що бортові ЕОМ транспортного засобу сигналізують водію при значних по-

ломках на панель приладів та видають досить повну інформацію при підключенні сканера, але власникові транспортного засобу (який на цей час не є предметом розкоші, а є засобом виробництва), бажано знати, особливо перед відправкою в далеку дорогу, залишковий моторесурс його вузлів і агрегатів. А на це питання сучасні бортові ЕОМ відповіді не дають.

Дещо допомагає в цьому питанні застосування комп'ютерної бази даних по діагностиці і ремонту сучасної автотракторної техніки. В Інтернеті викладено більше 400 різноманітних програмних комплексів, що допомагають ухвалювати рішення на основі об'єктивних даних зовнішніх електронних діагностичних пристроїв, дозволяючи операторові також вводити інформацію якісного характеру в цілях поглибленої діагностики і виявлення причини відмови. Але застосування цих комплексів теж обмежено: по-перше, досить вузькою спеціалізацією кожного з програмних комплексів; по-друге, необхідністю адаптування комплексу до конкретних умов користувача; по-третє, необхідністю утримування в умовах будь-якого господарства окремого фахівця для ведення бази даних. Раціональне завантаження кваліфікованого фахівця з урахуванням реальної частоти виникнення відмов можливе тільки при обслуговуванні достатньо великого парку. Однак, при всіх мінусах останнього методу його не слід відкидати.

*Метою* статті є аналіз доцільності використання автоматизованого контролю за технічним станом транспортних засобів.

*Основна частина.* Визначимо, по-перше, зміст терміну «безперервність» контролю показників стану вузлів транспортного засобу. Чи важливо нам дійсно в реальному часі стежити за змащенням кожного кільця кожного циліндру двигуна нашого автомобіля чи трактора - певно, ні! Чи важливо нам постійно знати температуру охолоджувальної рідини двигуна - безумовно, так. Тобто є ряд показників, які потребують постійного контролю, на їх контроль і сигналізацію про їх стан і направлено роботу бортових ЕОМ сучасних транспортних засобів. Усі інші показники роботи та стану транспортного засобу необхідно контролювати періодично. Сучасні регламенти ТО складено як раз за сукупністю наробіток на відмову тих чи інших вузлів досить великої кількості (репрезентативної вибірки) типових транспортних засобів того чи іншого класу з урахуванням особливості конструкції тієї чи іншої моделі фахівцями компанії виробника. Але на практиці ці показники досить сильно усереднені і не враховують особливості регіону експлуатації, якості доріг, особливостей власника (так звана манера водіння автомобіля наприклад), «характер» транспортного засобу (адже не буває двох однакових автомобілів – це загальновідомий факт) та іншого. Гарний механік на фірмовій станції технічного огляду обов'язково враховує вище зазначене і робить так звані поправки до регламенту ТО, але все це можливо у більшій частині для автомобілів, і майже неможливо для тракторів, діагностування, технічний огляд і

ремонти яких проводяться в господарстві фахівцями господарства, кваліфікація яких побудована на остаточних знаннях та власному досвіді.

Визначимо, як можна визначити технічний стан деталі чи вузла сучасного трактора в цілому:

- по-перше, і цей спосіб є найбільш надійним, шляхом «повної дефектації». Що, як відомо, полягає в визначенні геометричних параметрів та фізичних властивостей із врахуванням допусків та відповідності отриманих результатів паспортним (заводським) даним. Але отримати такі дані неможливо без повної розбірки вузлів трактора. Тобто цей спосіб можна використовувати тільки при проведенні поточного та капітального ремонту трактору;

- по-друге, шляхом безконтактного (чи безрозбірного) контролю стану вузлів та агрегатів, до якого можна віднести і безперервний контроль критичного стану бортовою ЕОМ, і безперервний контроль параметрів (станів), вихід яких за оптимальні межі (перехід в неприпустимі стани) істотно знижує ресурс основних агрегатів і вузлів (наприклад, засміченість фільтруючих елементів), з індикацією необхідності зміни режимів роботи і (або) проведення позачергового обслуговування "так швидко, як це можливо", і облік напрацювання трактора з моменту останнього ТО з індикацією величини допустимого напрацювання до чергового планового ТО (для заданої періодичності ТО). Тобто це контроль стану вузлів і агрегатів за «косвеними» даними. Цей спосіб є менш надійним, але займає менше часу і не є настільки ресурсоємним, як той, що наведено вище. Крім того, певні обмеження накладає і кваліфікація механіка, яка із зрозумілих причин виявляється істотно нижчою, ніж кваліфікація майстра-діагноста фірмової станції ТО та ремонту.

Обидва ці способи широко використовуються при діагностуванні тракторів в сучасному сільському господарстві. Однак не слід забувати, що науково-технічний прогрес не стоїть на місці. Сучасні виробники планують довести долю електрообладнання до 55% вартості транспортного засобу, бортові ЕОМ теж ускладнюються, і вслід за інтелектуальним круїз-контролем вже анонсовано систему постійного контролю тиску в циліндрах. Тобто через певний час, маючи необхідну кваліфікацію, ми зможемо запобігати будь-яких істотних поломок на дорозі чи під час польових робіт. Однак не слід забувати, що все це стосується тільки нової техніки, а процент сучасної техніки (не старше 5 років) в сучасному сільському господарстві не перевищує 10%.

У безрозбірній (безконтактній) діагностиці, де не слід забувати про віброакустичні методи діагностування [2], і основою яких є той факт, що під час роботи транспортного засобу рух деталей супроводжується стуком, гуркотінням, свистом та ін., характерно зношування механізмів транспортного засобу, змінення характеру акустичних та механічних вібрацій [3]. Ці вади й використовують для оцінки технічного стану об'єкту дослі-

дження. І якщо оснастити старий трактор сучасною бортовою ЕОМ досить складно технічно і дорого, до того ж непрактично за умови їх постійної модернізації, то встановити на старому тракторі нетбук (будь-який варіант мобільної ЕОМ) з відповідним програмним забезпеченням (до того ж, його нескладно оновлювати) з декількома датчиками досить нескладно. Нетбук можна використовувати на декількох тракторах по черзі, чи взагалі мати стаціонарну ЕОМ на території машинно-тракторного парку, знімаючи показники по мірі необхідності.

*Висновок.* Використовуючи перспективні методи і засоби діагностування мобільної техніки, можна привести (підтягнути) існуючу в сільському господарстві і не тільки застарілу техніку до сучасного рівня діагностики технічного обслуговування і ремонтів. Однак в цьому напрямку бажано провести ще деякі теоретичні, а, особливо, практичні дослідження.

#### Література

1. *Шипилевский Г.Б.* Перспективы развития диагностики технического состояния тракторов на основе бортовых электронных средств / *Г.Б. Шипилевский, В.С. Архипов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2004. - № 7. - С. 3-8.
2. *Балицкий Ф.Я.* Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / *Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков.* – М.: Наука. – 1984. – 119 с.
3. *Перов Д.В.* Вейвлетная фильтрация сигналов ультразвукового дефектоскопа / *Д.В. Перов, А.Б. Ринкевич, Я.Г. Смородинский* // Дефектоскопия. – 2002. - №12 – С. 3-20.

## СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ БЕСКОНТАКТНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зуев А. А.

*Аннотация* – в статье рассмотрены перспективные методы диагностирования двигателей внутреннего сгорания при помощи ЭВМ.

## MODERN METHODS OF NONCONTACT DIAGNOSING OF ENGINES OF INTERNAL COMBUSTION

A. Zuev

#### *Summary*

Perspective methods of diagnosing internal combustion engines by computer are considered in the article.

УДК 628.336.6

## ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

Зуєв О. О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (619) 42-04-42

**Анотація** – у статті розглянуто перспективність впровадження біогазових установок в сучасному сільському господарстві.

**Ключові слова** – біогаз, добриво, виробництво.

*Постановка проблеми, аналіз останніх досліджень.* Загальновідомо, що біогазова установка виробляє біогаз (рис.1) і біодобрива з біовідходів шляхом безкисневого бродіння. Можна сказати, що біогазова установка дає «доходи на відходах», або «гроші з навозу». Вищезгадана установка – це найактивніша система очищення, яка швидко самоокупається і приносить прибуток [1].

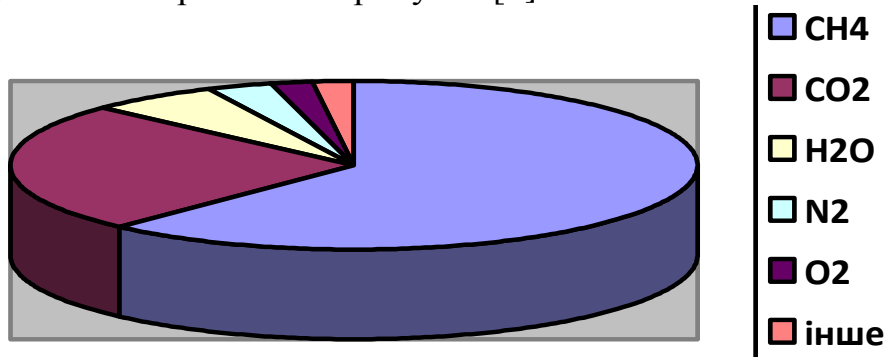


Рис.1. Склад біогазу

Як сировину для такої системи можна використовувати гній КРС, гній свиней, пташиний послід, відходи бійні (кров, жир, кишки, кістки), відходи рослин, силос, прогниле зерно, каналізаційні стоки, жири, біосміття, відходи харчової промисловості, садові відходи, солодовий осад, вичавлювання, спиртну барду, бур'яковий жом, технічний гліцерин – відходи виробництва біодизеля, тобто все те, що можна знайти в будь-якому сільськогосподарському підприємстві на будь-якому подвір'ї. До того ж більшість видів сировини можна змішувати між собою для добирання так званої критичної маси. В першу чергу переробка відходів сільського господарства та гною – це система очи-



стки, яка при цьому не лише себе окуповує, але й приносить прибуток. Переробка відходів може дати одночасно і у великих кількостях таке:

- очистка від біовідходів,
- біогаз,
- електрику,
- тепло,
- добрива.

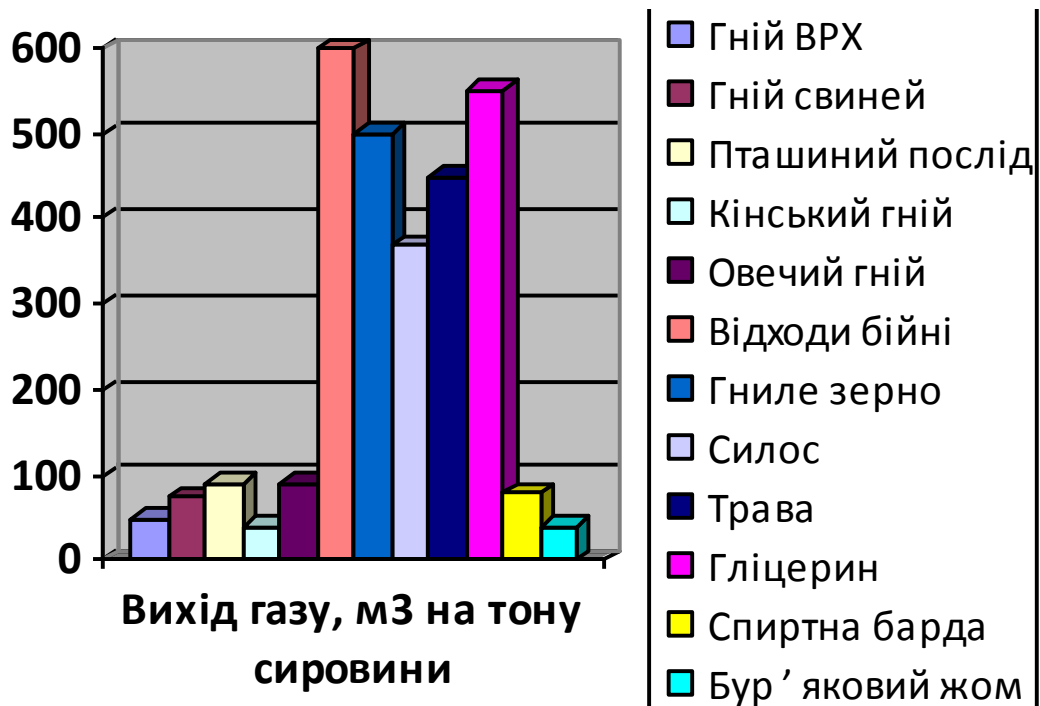


Рис. 2. Відмінності видів сировини щодо виходу біогазу

Все наведене вище виробляється майже за “нульовою” собівартістю. Адже біосміття безкоштовне, сама установка для себе використовує лише 10-12% енергії, а для роботи навіть потужної системи достатньо навіть одного робітника.

Окрім наведених прямих грошових вигод, споруда біогазової установки має непрямі вигоди. Вона, наприклад, обходиться дешевше, ніж протягнення газопроводу та лінії електропередачі. Ціна газу за останні два роки піднялася в 3,5 рази. Всі розуміють, що подальше подорожчання газу в Україні значне і неминуче (національна комісія регулювання електроенергетики України встановила, наприклад, ціни на газ для промисловості та бюджетних установ на січень 2010 року в межах 2020,25 грн за 1 тис. м<sup>3</sup>), а багато населених пунктів не мають газу і привозять його балонами, що недешево. Прокладення кілометрів газопроводу коштує мільйони гривень. Замість того, щоб будувати

газопроводи за ці або навіть менші кошти, можна побудувати біогазові установки. За газ по прокладеному газопроводу ще потрібно платити, а газ від біогазової установки – завжди безкоштовний.

*Метою* статті є оцінка окупності різних варіантів біогазових установок.

*Основна частина.* В таблиці 1 наведено характеристики існуючих біогазових установок [1,2,3].

Таблиця 1

№	Показник	Одиниці виміру	Індивідуальна	Середня	Господарська
1	Потужність за сировиною	т/добу	0.25	6,5	50
2	Вихід біогазу	м <sup>3</sup> /добу	12	100	1500
3	Електрична потужність, що споживається	кВт.год	-	5.4	39
4	Обслуговуючий персонал	чол.	1	1	2
5	Площа під установку	Га	0.01	0,1	0,2
6	Вихід твердих біодобрив	т/добу	0.1	0,7	4,25
7	Вихід рідких біодобрив	м <sup>3</sup> /добу	-	4.2	45
8	Потенційна можливість виробітку електроенергії	кВт.год	-	-	350
9	Потенційна можливість виробітку теплової енергії	кВт.год	-	-	400
10	Орієнтовна вартість	тис.грн	75	357	2500

Розрахуємо окупність біогазової установки потужністю 50 т/добу сировини по біогазу та добривах (табл. 2).

Таблиця 2

Окупність біогазової установки потужністю 50 т/добу

Найменування	Розмірність	Вихід на добу	Вихід на рік	Вартість, грн.	Загальна сума, тис.грн.
Біогаз, всього	м <sup>3</sup>	1500	547500	2,02	1105,95
Тверді біодобрива	т	4,25	1551,25	528	819,06
Електроенергія, що споживається	кВт-год	936	341640	0,736	251,45
Заробітна плата з відрахуваннями					48
Термін окупності, років					1,54

Розрахуємо окупність середньої (фермерської) біогазової установки потужністю 6,5 т/добу сировини по біогазу та добривах (табл. 3).

Таблиця 3  
Окупність біогазової установки потужністю 6,5 т/добу

Найменування	Розмірність	Вихід на добу	Вихід на рік	Вартість, грн.	Загальна сума, тис.грн.
Біогаз, всього	м <sup>3</sup>	100	36500	2,02	73,73
Тверді біодобрива	т	0,7	255,5	528	134,91
Електроенергія, що споживається	кВт	129,6	47304	0,736	34,82
Заробітна плата з відрахуваннями					24
Термін окупності, років					2,38

Розрахуємо окупність індивідуальної біогазової установки потужністю 0,2 т/добу сировини по біогазу та добривах (табл. 4).

Таблиця 4  
Окупність біогазової установки потужністю 0,2 т/добу

Найменування	Розмірність	Вихід на добу	Вихід на рік	Вартість, грн.	Загальна сума, тис.грн.
Біогаз, всього	м <sup>3</sup>	12	4380	2,02	8,85
Тверді біодобрива	т	0,1	18,25	528	9,63
Електроенергія, що споживається	кВт	-	-	-	-
Заробітна плата з відрахуваннями					-
Термін окупності, роки					4,06

Світовий досвід та наведені розрахунки показують, що середній термін окупності біогазової установки становить 2-7 роки в залежності від об'єму «виробництва» сировини та типу обраної установки. А при повному використанні можливостей установки окупність може бути 1-1,5 роки. Використання можливостей – це додавання коферментів, використання тепла в теплицях, продаж повністю всіх отриманих

добрив. Для дрібних господарств має сенс використання німецького досвіду. В Німеччині 50-100 дрібних фермерів об'єднуються і створюють акціонерне товариство кожен володіє 0,5-1,0%. Це підприємство із штатом 1-3 людини централізовано збирає вантажівками гній і інші відходи. Виробляє газ, електроенергію, добрива і забезпечує цих же фермерів. Проект окупається, так як не треба більше платити за газ, електроенергію, теплу воду, добрива. Ці гроші йдуть на погашення кредиту, або йдуть Вам «в кишеню» як прибуток, якщо Ви вклали відразу всі кошти.

*Висновок.* Строк окупності біогазових установок з продуктивністю 0,2...50 т біогазу за добу знаходиться в межах 1,5...4,1 року.

#### Література

1. Баадер В. Биогаз. Теория и практика / В. Баадер, Е. Доне. – М.: Колос, 1982. – 184 с.
2. Рустамов Н.А. Биомасса - источник энергии / Н.А. Рустамов, С.И. Зайцев, Н.И. Чернова // Энергия: экономика, техника, экология. - 2005. - № 6. - С. 20-28.
3. Проблемы нетрадиционной энергетики : Матер. науч. сессии Президиума Сиб. отд-ния РАН, г. Новосибирск, 13 дек. 2005. – Новосибирск, 2006. - 200 с.

## ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ВНЕДРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫХ БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Зуев А.А.

*Аннотация* – в статье рассмотрена перспективность внедрения биогазовых установок в современном сельском хозяйстве.

## ECONOMIC ASPECTS OF INTRODUCTION OF MODERN BIOGAS PLANTS

A. Zuev

### *Summary*

The perspective of introduction of biogas plants in modern agriculture is considered in the article.

УДК 621.43.058

## **ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЗВОРОТНИХ КЛАПАНІВ ТА ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗМІНИ ТИСКУ**

Болтянський О.В., к.т.н.,

Стефановський О.Б., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – у статті пропонується знизити токсичність вихлопу автомобільного двигуна шляхом застосування додаткових пристроїв, що впливають на протікання робочого процесу.

**Ключові слова** – *автомобіль, двигун, зворотний клапан, пристрій для зміни тиску.*

*Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень.* У сучасному світі налічується більше 700 млн. автомобілів, і їхній парк продовжує зростати. Це супроводжується загостренням екологічних і соціальних проблем (забруднення навколишнього середовища, затори на дорогах, часті аварії і т.п.).

Забруднення атмосферного повітря в результаті роботи автомобільного двигуна обумовлено недосконалістю його трьох систем [1; 2]: системою випуску відпрацьованих газів, системою змащення й вентиляції картера, системою живлення. З вихлопними газами (ВГ) виділяється найбільша частина (70-80%) шкідливих речовин. Азот з атмосфери, потрапляючи в камери згоряння поршневого двигуна, перетворюється в токсичні оксиди азоту. У ВГ міститься більше 200 різних хімічних сполук, з них близько 150 – це похідні вуглеводнів, що утворюються внаслідок неповного або нерівномірного згоряння палива у двигуні.

Для двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), щоб одержувати необхідну механічну енергію для руху автомобіля, необхідно мати високий тиск у циліндрах. Чим він вище, тим більше температура заряду в циліндрах, особливо при згорянні палива. Оксиди азоту утворюються тим більше, чим вище температура заряду й більше кисню, що надходить у камеру згоряння. Тому невелике збіднення пальної суміші (ПС), вигідне з міркувань паливної економічності двигуна, сприяє окислюванню азоту. З іншого боку, запобігання цьому шляхом збага-

чення ПС веде до неповного згоряння палива і підвищення викидів монооксида вуглецю (СО) та вуглеводнів.

Успішний до недавньої пори компроміс досягався електронним регулюванням співвідношення паливо-повітря й застосуванням так званого триходового каталітичного нейтралізатора. Такий нейтралізатор здатний одночасно окисляти СО і вуглеводні та відновлювати окисли азоту. Ефективність такого очищення вихлопних газів досягає 95%, але це не дозволяє повністю позбутися від емісії СО і окислів азоту. До того ж, каталітичний нейтралізатор містить коштовні метали і не працює при використанні палив з погіршеним складом.

Принцип оптимального процесу організації сумішоутворення виглядає в такий спосіб: склад ПС в районі зони займання повинна бути близьким до стехіометричного при всіх режимах роботи ДВЗ. В іншому об'ємі циліндра повинна перебувати гомогенна ПС, склад якої залежить від режиму роботи ДВЗ і може змінюватися в досить широкі межі. Залишкові гази бажано тримати у пристіночній зоні і щілинних зазорах камери згоряння, при влученні в які ПС не згоряє.

Одержання такого результату неможливо ні при карбюраторному живленні, ні при інжекторному, включаючи безпосереднє упорскування, внаслідок їх недосконалості.

*Формулювання мети статті.* Метою роботи є запропонувати шлях покращення екологічних показників автомобільного двигуна, впливаючи на його робочий процес.

*Основна частина.* Відмічені труднощі переборні, якщо використовувати інший спосіб роботи двигуна. У двигунах зі звичайним способом роботи кількість свіжого заряду, що приймає участь у процесі згоряння, регулюється або кількістю палива, що періодично надходить у камеру згоряння (для дизелів або бензинових двигунів з безпосереднім упорскуванням палива), або кількістю готової ПС – за рахунок зміни тиску заряду при впуску, внаслідок зміни положення дросельної заслінки (для бензинових двигунів із зовнішнім сумішоутворенням, наприклад карбюраторних). Пропонується спосіб роботи двигуна, де об'єм свіжого заряду регулюється за рахунок зміни кількості залишкових газів у камері згоряння. При цьому паливо і чисте повітря перебувають у стехіометричному співвідношенні (1:14,7 для бензину), оптимально-му для згоряння ПС. У той же час, якщо врахувати, що до 90% об'єму (для режиму холостого ходу) можуть займати залишкові гази, робоча суміш є збідненою.

Змінювати кількість цих газів у камері згоряння ДВЗ можливо різними способами: зміною тиску в системі випуску; шляхом зміни фаз відкриття й закриття випускних клапанів, а також часу й висоти їхнього відкриття. Використовуючи більш простий перший спосіб, здійснити пропонований спосіб роботи двигуна можливо за допомо-

гою різних пристроїв для зміни тиску (ПЗТ): клапанів, дросельної заслінки, нагнітачів і резонаторів [3].

Для зниження теплових втрат, викликаних охолодженням відпрацьованих газів, у впускному тракті додатково встановлений зворотний клапан, що не дозволяє ВГ потрапити у цей тракт. Крім того, це рішення дозволяє, за рахунок зменшення кількості залишкових газів в зоні запалення, створити в районі зони займання склад ПС, близький до стехіометричного, тобто поліпшити умови запалення робочої суміші. Як такий клапан, може бути використаний відомий зворотний клапан пелюсткового типу.

Розглянемо роботу пропонованого ДВЗ (рис.1) на прикладі чотиритактного карбюраторного двигуна, постаченого одним ПЗТ у системі випуску та зворотним клапаном у впускному тракті.

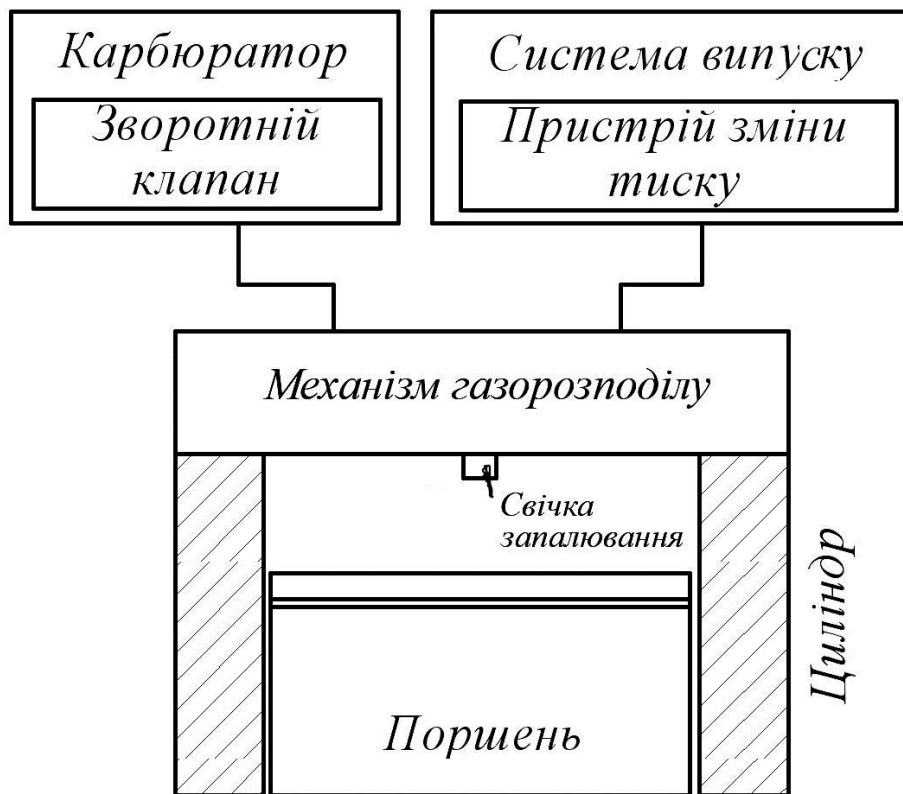


Рис. 1 Схема поршневого двигуна, постаченого зворотним клапаном і пристроєм для зміни тиску

У режимах повного навантаження цей ДВЗ працює так само, як і при звичайному способі роботи, коли дросель повністю відкритий. У режимах холостого ходу й часткових навантажень пропонований ДВЗ працює в такий спосіб:

1. Такт впуску. На початку такту впуску за рахунок більш високого тиску залишкові гази діють на зворотний клапан, що перешкоджає ви-

ходу їх із циліндра. У циліндрі при інерційному переміщенні поршня створюється розрідження, внаслідок чого свіжий заряд надходить у циліндр.

2. Такт стиску. Після заповнення циліндра ПС відбувається стиск робочої суміші поршнем.

3. Такт розширення. Стиснена робоча суміш запалюється свічею запалювання, внаслідок чого температура й тиск газів, що утворюються, різко зростають. При розширенні заряд робить корисну роботу, переміщуючи поршень.

4. Такт випуску. Продукти згоряння виштовхуються із циліндра в атмосферу через випускні органи і систему випуску, але частина відпрацьованих газів залишається в циліндрі. Їхня кількість є прямо пропорційною надпоршньовому об'єму й тиску в системі випуску. Змінюючи тиск ВГ, можна змінювати їхню кількість, що залишилася в циліндрі, а значить і кількість ПС, що надходить у циліндр. У режимах часткових навантажень і холостого ходу кількість гарячих залишкових газів буде максимальною, що дозволяє знизити теплові втрати на нагрівання робочої суміші.

Таким чином, пропонований спосіб роботи ДВЗ дозволяє знизити витрати палива й токсичність ВГ за рахунок використання робочої суміші, близької до стехіометричної, в режимах часткових навантажень і холостого ходу.

На рис. 2 показані індикаторні діаграми для пропонованого і звичайного способів роботи ДВЗ, що працює за циклом Отто при частковому навантаженні.

Розглянемо звичайний спосіб роботи ДВЗ (суцільна лінія). Лінією АВ позначений процес горіння, коли відбувається займання робочої суміші й тиск газів у циліндрі різко зростає. Потім починається робочий хід (лінія ВС). Гази, розширюючись, штовхають поршень, при цьому збільшується об'єм над поршнем і одночасно падає тиск газів. Закінчився робочий хід і відкрився випускний клапан, випускаючи ВГ (лінія CDE). У них залишився деякий залишковий тиск, але використовувати його не можна - це «втрати випуску». Далі поршень іде нагору, витісняючи ВГ. Наприкінці такту випуску, закрився випускний клапан і відкрився впускний, з'єднуючи циліндр із карбюратором. Починається такт впуску (лінія EFG), поршень переміщається долілиць і йде всмоктування ПС. Зараз дросельна заслінка прикрита й створює опір на впуску, змушуючи двигун витрачати енергію на так звані «насосні втрати». Закрився впускний клапан і починається такт стиску (лінія GA), при якому збільшується тиск у надпоршньовому об'ємі. У кінці такту стиску починається процес горіння (лінія АВ), і цикл повторюється.



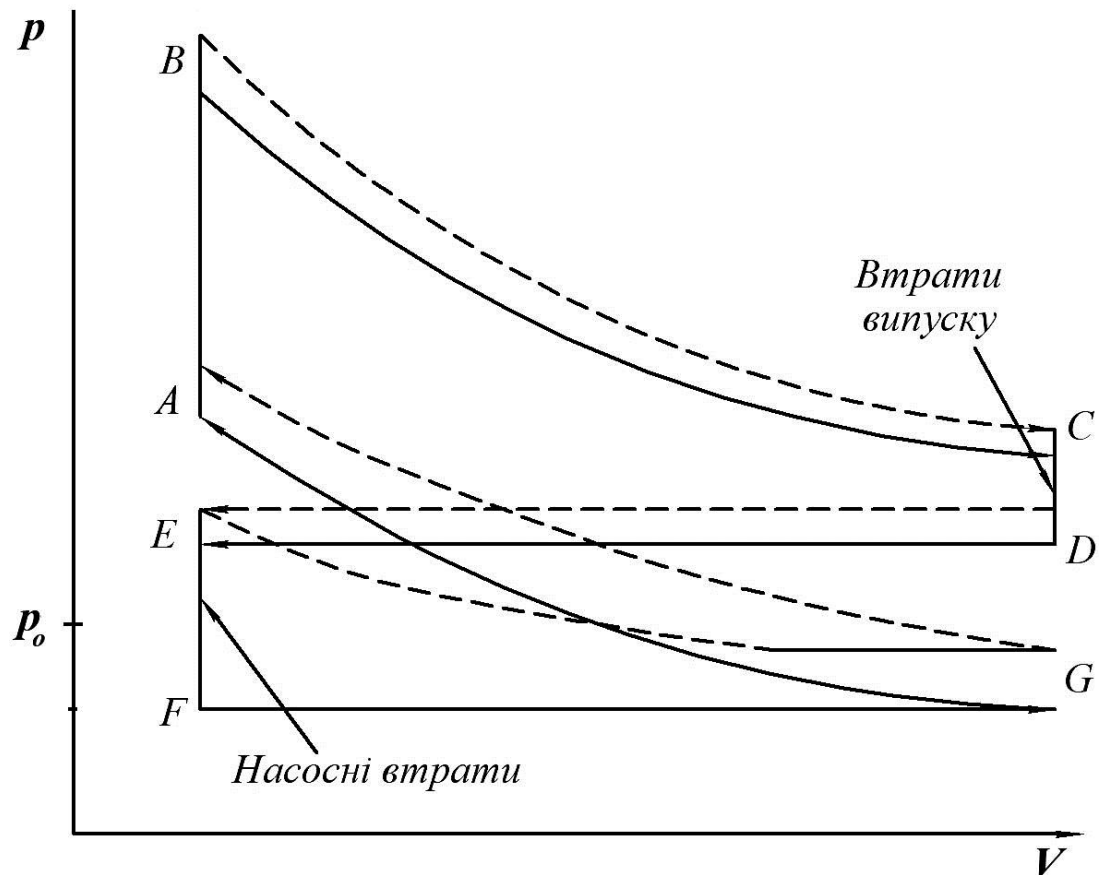


Рис. 2 Індикаторні діаграми ДВЗ при звичайному (—) і пропонуваному (- - - -) способах роботи

Пропонований спосіб роботи ДВЗ (пунктирна лінія) має такі особливості. Це підвищений тиск випуску (лінія CDE) і дія зворотного клапана (лінія EG), який підтримує певний тиск залишкових газів у циліндрі. Коли він буде менше атмосферного  $p_0$ , зворотний клапан відкриється й починається такт впуску (лінія EFG), коли всмоктується ПС. При цьому насосні втрати будуть менше, ніж для звичайного способу роботи ДВЗ, а при холостому ході, коли кількість залишкових газів є максимальною, ці втрати будуть мінімальними. У такті стиску (лінія GA) залишкові гази збільшують тиск заряду при робочому ході (лінія BC).

*Висновки.* Переваги пропонуваного способу роботи ДВЗ є такими:

1. Знижуються шкідливі викиди в атмосферу і витрата палива.
2. Поліпшення умов запалення робочої суміші в режимах часткових навантажень і холостого ходу за рахунок створення в зоні займання складу суміші, близького до стехіометричного.
3. Зниження насосних і теплових втрат за рахунок заміни частини свіжого заряду на залишкові гази.

4. Підняття кривої стиску, яке тим більше, чим нижче навантаження двигуна. Завдяки антидетонаційним властивостям залишкових газів, це дозволяє використовувати паливо з помірним октановим числом.
5. Підвищення тиску і температури ВГ у системі випуску поліпшує роботу каталітичного нейтралізатора або пристрою допалювання сажі.
6. Пропонований спосіб роботи можна реалізувати в існуючих ДВЗ при мінімальних витратах на встановлення зворотних клапанів і пристроїв зміни тиску. Завдяки зниженню витрати палива, така модернізація може окупитися протягом 2-3 років.

#### Література

1. Коробкин В.И. Экология / В.И. Коробкин. – М.: МАИ. - 2006.– 465 с.
2. Петрунин В.В. Плата за негативное воздействие на окружающую среду / В.В. Петрунин // Финансы. – 2006. – № 4. – С.25–30.
3. Ляченков Н.В. Этапы развития аэрокосмической промышленности и автомобилестроения: Учебное пособие / Н.В. Ляченков, О.А. Тарабрин. - М.: МАИ, 2004. – 64 с.

### **УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ И УСТРОЙСТВ ДЛЯ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ**

Болтынский О.В., Стефановский А.Б.

**Аннотация** – в статье предлагается понизить токсичность выхлопа автомобильного двигателя путем применения дополнительных устройств, которые влияют на протекание рабочего процесса.

### **IMPROVEMENT OF THE AUTOMOTIVE ENGINE ENVIRONMENTAL FRIENDLINESS BY MEANS OF USING ONE- WAY VALVES AND PRESSURE-CHANGING DEVICES**

O. Boltyanskiy, A. Stefanovskiy

#### *Summary*

**A present paper proposes decreasing the automotive engine exhaust toxicity by means of using additional devices affecting the course to engine work process.**

УДК 621.4:519.673

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНЕШНЕЙ  
СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОЦЕНКА ВЫБРОСОВ  
ОКСИДОВ АЗОТА ДВИГАТЕЛЯ MeM3-2471 С ПОМОЩЬЮ  
ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДИЗЕЛЬ-РК**

Мурай С.В., к.т.н.

*Мелитопольский государственный педагогический университет  
им. Б. Хмельницкого*

Тел. (06192) 6-91-90

E-mail: mural59@mail.ru

**Аннотация** – с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК рассчитана внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя MeM3-2471 и определены выбросы токсичных оксидов азота.

**Ключевые слова** – двигатель внутреннего сгорания, рабочий процесс, математическая модель, внешняя скоростная характеристика, выбросы оксидов азота.

*Постановка проблемы.* Двигатели внутреннего сгорания широко применяются для выработки энергии на транспорте и в стационарной энергетике. Актуальной задачей является повышение мощности, снижение расхода топлива и уменьшение выбросов токсичных веществ при работе двигателя. Применение современных компьютерных программ по расчету рабочего процесса, теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателей позволяет существенно сократить время и расходы на создание новых и модернизацию существующих двигателей.

*Анализ последних исследований.* В МГТУ им. Баумана доц. к.т.н. Кулешов А.С. разработал программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, который позволяет проводить расчетные исследования рабочего процесса практически любых двигателей внутреннего сгорания, в том числе рассчитывать выбросы токсичных веществ с отработавшими газами двигателя [1,2]. В работе [3] проведена настройка этого комплекса и произведен расчет рабочего процесса на номинальном режиме бензинового двигателя MeM3-2471 Мелитопольского моторного завода, который устанавливается на легковой автомобиль.

*Формулировка цели.* Рассчитать внешнюю скоростную характеристику бензинового двигателя MeM3-2471, оценить расчетным путем выбросы оксидов азота, которые оказывают вредное воздействие на людей, животных, растения и сельскохозяйственные культуры.

*Основная часть.* В программном комплексе ДИЗЕЛЬ-РК используются математические модели, отражающие сущность физических процессов, происходящих в двигателе, и позволяют получить высокую точность результатов численного эксперимента. Параметры газа определяются путем пошагового решения системы разностных уравнений сохранения массы и энергии, а также уравнений состояния, записанных для открытых термодинамических систем. Метод разностных уравнений превосходит традиционные методы по точности и скорости в 5 раз. Учитывается зависимость свойств тела от состава и температуры. Теплообмен в цилиндре рассчитывается отдельно по разным поверхностям, температуры которых определяются путем решения задачи теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Вошни.

Двигатели внутреннего сгорания загрязняют окружающую среду. В городах они являются одним из основных источников токсических веществ, выбрасываемых в атмосферу. Так, например, доля автомобильного транспорта в выбросах вредных веществ составляет в США 60,6%, в Англии – 33,5%, во Франции – 32% [4].

Оксиды азота представляют серьезную опасность для здоровья человека. Они воздействуют на слизистые оболочки глаз и носа, а также на нервную и сердечнососудистую системы человека, кроветворные органы и печень. Оксиды азота, взаимодействуя с парами воды в воздухе, образуют азотистую  $\text{HNO}_2$  и азотную  $\text{HNO}_3$  кислоты, которые разрушают легочную ткань, вызывая хронические заболевания. Небольшие концентрации оксидов азота в атмосфере приводят к постепенному отравлению организма, причем каких-либо нейтрализующих средств нет. При концентрациях в воздухе более 0,0013% NO действуют как острый раздражитель слизистых оболочек, а при концентрациях 0,004-0,008% — могут вызвать отек легких [4].

Оксиды азота оказывают негативное влияние и на растения и сельскохозяйственные культуры. При низких концентрациях  $\text{NO}_2$  в атмосфере отмечается снижение темпа роста растений, а при концентрациях 0,0002-0,0003% и более — их серьезные повреждения. Причем наиболее чувствительны к загрязнению атмосферы оксидами азота являются злаки, бобовые, свекла.

Поэтому наряду с улучшением экономических показателей двигателей снижение токсичности их ОГ является важнейшей задачей.

Расчет образования оксидов азота в программном комплексе ДИЗЕЛЬ-РК производится по термическому механизму на основе схемы Зельдовича по методике В.А. Звонова [5].

При математическом моделировании сгорания и образования оксидов азота в двигателе процесс сгорания был условно разделен на две зоны: зону свежей смеси и зону продуктов сгорания. Зона свежей смеси представляет собой смесь остаточных газов с воздухом, поступившим в цилиндр при наполнении. Перед началом сгорания эта зона занимает весь объем цилиндра. В ходе сгорания происходит увеличение объема зоны продуктов сгорания. При разработке двухзонной математической модели процесса сгорания принято допущение, что горение топлива в цилиндре протекает с локальным коэффициентом избытка воздуха в зоне горения, значение которого в процессе сгорания изменяется от его начальной величин  $\alpha_r < 1$  до 1. Текущее значение  $\alpha_r$  на участке сгорания определяется линейной зависимостью:

$$\alpha_r = \alpha_{rн} + \frac{1 - \alpha_{rн}}{\varphi_z} \varphi,$$

где  $\varphi_z$  - продолжительность процесса сгорания, град;

$\varphi$  - текущее значение угла поворота кривошипа от начала сгорания, град.

Особенностями разработанной методики являются:

- расчет равновесного состава в зоне продуктов сгорания для восемнадцати компонентов на каждом шаге расчета;
- кинетический расчет образования термических оксидов азота по цепному механизму Я.Б. Зельдовича [6].

Расчет температуры продуктов сгорания в зоне сгорания выполняется по формуле:

$$T_{пс} = \frac{\sqrt{B^2 - 4A \left\{ \frac{1 - r_{пс}}{r_{пс}} [H_{см}(T_{см}) - H_{см}(T_{ср})] - AT_{ср}^2 - BT_{ср} \right\}} - B}{2A},$$

где  $A$  и  $B$  - коэффициенты уравнения для энтальпии продуктов сгорания (кДж/кмоль) вида:

$$H_{пс}(T_{пс}) = A T_{пс}^2 + B T_{пс} + C;$$

коэффициенты  $A$ ,  $B$ ,  $C$  определяются в результате специальных расчетов, например для продуктов сгорания дизельного топлива:

$$A = 0.000966; \quad B = 35.4882 + 0.47283 P;$$

где  $r_{пс}$  - доля продуктов сгорания в заряде цилиндра;

$P$  - давление в цилиндре в конце расчетного участка, МПа;

$T_{см}$  - температура свежей смеси в конце расчетного участка, К;

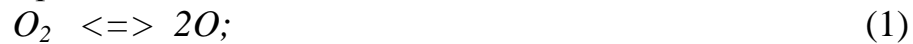
$T_{cp}$  – середня температура заряду в кінці розрахункового участка, К;  
 $H_{cm}$  – ентальпія свіжешої суміші, кДж/кмоль:

$$H_{cm}(T_{cm}) = [a_{cm} + 8,314 + b_{cm}T_{cm}/2 + c_{cm}T_{cm}^2/3] T_{cm};$$

$a_{cm}$ ,  $b_{cm}$ ,  $c_{cm}$  – коефіцієнти рівняння істинної мольної ізохорної теплоємкості стиснутого заряду.

Поскольку для условий сгорания топлив в двигателях внутреннего сгорания определяющим является образование "термических" NO, то в предлагаемой модели все расчеты производятся по термическому механизму.

Окисление азота происходит по цепному механизму, основные реакции которого:



Определяющей является реакция (3), скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода.

Расчет образования NO по уравнению цепного механизма производится для зоны сгорания, затем определяется средняя концентрация NO по камере сгорания. Объемная доля оксида азота в продуктах сгорания  $r_{NO}$ , образовавшихся в зоне на данном шаге расчета:

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{P \cdot 2,333 \cdot 10^7 \cdot e^{-\frac{38020}{T_{nc}}} \cdot r_{N_2 eq} \cdot r_{O eq} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r_{NO}}{r_{NO eq}} \right)^2 \right]}{RT_{nc} \cdot \left( 1 + \frac{2346}{T_{nc}} \cdot e^{\frac{3365}{T_{nc}}} \cdot \frac{r_{NO}}{r_{O_2 eq}} \right)} \cdot \frac{1}{\omega},$$

где  $P$  – давление в цилиндре, Па;

$T_{nc}$  – температура в зоне продуктов сгорания, К;

$R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль К);

$\omega$  – угловая скорость коленчатого вала, рад/с;

$r_{NO eq}$ ,  $r_{N_2 eq}$ ,  $r_{O eq}$ ,  $r_{O_2 eq}$  – равновесные концентрации оксида азота, молекулярного азота, атомарного и молекулярного кислорода, соответственно.

Равновесные концентрации компонентов рассчитываются на каждом шаге расчета. Расчет ведется для 18 компонентов отработавших газов:  $O_2$ ,  $O_3$ ,  $H$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $H_2O$ ,  $C$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $N$ ,  $N_2$ ,  $NO$ ,  $NO_2$ ,  $NH_3$ ,  $HNO_3$ ,  $HCN$ . Для этого решается система из 14 уравнений равновесия, трех уравнений материального баланса и уравнения Дальтона.

Доля оксида азота в целом по камере сгорания (цилиндру):

$$r_{NO \text{ ц}} = r_{NO} r_{nc}.$$

Доля оксида азота в "сухих" продуктах сгорания:

$$r_{\text{NO сух}} = \frac{r_{\text{NO}}}{1 - r_{\text{H}_2\text{O}}},$$

где  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  - объемная доля водяных паров в камере сгорания.

"Сухая" доля оксида азота в камере сгорания:

$$r_{\text{NO ц}}^{\text{сух}} = \frac{r_{\text{NO}}}{1 - r_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

Удельный выброс оксида азота NO, г/кВтч:

$$e_{\text{NO}} = \frac{30}{L_{\text{ц}} \eta_{\text{м}}} r_{\text{NO}} M_{\text{пс}} 3600000,$$

где  $M_{\text{пс}}$  - количество продуктов сгорания в конце процесса сгорания, кмоль;

$L_{\text{ц}}$  - работа, выполненная за весь рабочий цикл, кДж;

$\eta_{\text{м}}$  - механический КПД двигателя.

Проверка адекватности модели по расчету образования NO проведена путем сопоставления результатов расчета с опытными данными, полученными при испытаниях дизеля ЯМЗ-7512 по 13-ти ступенчатому циклу [5].

Расчет параметров двигателя MeM3-2471 по внешней скоростной характеристике произведен через Интернет (программа ДИЗЕЛЬ-РК размещена на сайте МГТУ им. Н.Э.Баумана). Настройка программы ДИЗЕЛЬ-РК для расчетов рабочего процесса двигателя MeM3-2471 произведена в работе [3].

Исходные данные для расчета внешней скоростной характеристики заданы в окне «Режимы работы» программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК (рис. 1). В табл. 1 приведены экспериментальные и расчетные параметры двигателя MeM3-2471 на режимах внешней скоростной характеристики.

Таблица 1

Экспериментальные и расчетные параметры

Параметр	Частота вращения коленчатого вала n, 1/мин							
	5500		3000		2000		1200	
	экспери- мент	расчет	экспери- мент	расчет	экспери- мент	расчет	экспери- мент	расчет
$N_e$ , кВт	42,30	42,32	26,70	25,66	16,44	16,82	8,82	9,70
$g_e$ , г/кВтч	330	329	284	296	300	293	330	300
Alfa	0,878	0,853	0,928	0,889	0,895	0,893	0,875	0,877

Сравнение представленных в табл.1 результатов определения эффективной мощности двигателя  $N_e$  (кВт), удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  (г/кВтч), суммарного коэффициента избытка воздуха  $\text{Alfa}$  показывает удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных на режиме внешней скоростной характеристики при частоте вращения коленчатого вала 5500, 3000 и 2000 1/мин.

Зависимость значений эффективной мощности  $N_e$ , крутящего момента  $M_e$ , максимального давления газов в цилиндре  $P_z$ , среднего эффективного давления  $P_e$ , удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , эффективного коэффициента полезного действия  $\eta_e$  и выбросов оксидов азота  $\text{NO}$  от частоты  $n$  вращения коленчатого вала двигателя МемЗ-2471 на режиме внешней скоростной характеристики показана на рис. 2.

Согласно выполненным расчетам, выбросы оксидов азота на режимах внешней скоростной характеристики изменяются от 5,4 до 9,5 г/кВтч. Для сравнения, удельные массовые выбросы оксидов азота для бензинового двигателя ЗиЛ-130 равны 13,2 г/кВтч, а для бензинового двигателя ЗиЛ-508 равны 7,8 г/кВтч [7].

Полученные результаты позволяют провести расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя для оценки ресурса и возможности форсирования двигателя по мощности, снижения расхода топлива, уменьшения выбросов оксидов азота, которые оказывают вредное влияние на людей, животных, растения и сельскохозяйственные культуры.

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК целесообразно использовать в учебном процессе для изучения методов математического моделирования при подготовке специалистов по специальности поршневые двигатели внутреннего сгорания, причем расчеты производятся через Интернет.

*Выводы.* С помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК рассчитаны параметры бензинового двигателя МемЗ-2471 и определены выбросы оксидов азота при работе этого двигателя по внешней скоростной характеристике.

#### Литература

1. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет распределения топлива в струе / А.С. Кулешов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». - 2007. - С. 18-31.
2. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске / А.С. Кулешов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». - 2007. - С. 32-45.



3. *Мурай С.В.* Расчет параметров рабочего процесса двигателя МемЗ-2471 га номинальном режиме с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК / *С.В. Мурай, Л.П. Данилевич, А.И. Квашиневский, О.И. Олешко* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. - Вип. 9. - Т. 2. - С. 96-104.
4. *Лиханов В.А.* Снижение токсичности автотракторных дизелей / *В.А. Лиханов, А.М. Сайкин.* – М.: Колос, 1994. - 224 с.
5. *Звонов В.А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания / *В.А. Звонов.* - М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.
6. *Зельдович Я.Б.* Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений / *Я.Б. Зельдович, Ю.П. Райзер.* - М.: Наука, 1966. - 686 с.
7. *Марков В.А.* Токсичность отработавших газов дизелей / *В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Гамбитов.* – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОЇ  
ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ І ОЦІНКА ВИКИДІВ  
ОКСИДІВ АЗОТУ ДВИГУНА МЕМЗ-2471 ЗА ДОПОМОГОЮ  
ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ ДИЗЕЛЬ-РК**

Мурай С.В.

*Анотація* – за допомогою програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК розраховано зовнішню швидкісну характеристику бензинового двигуна МЕМЗ-2471 і визначено викиди токсичних оксидів азоту.

**MATHEMATICAL SIMULATION OF THE EXTERNAL PEED  
PERFORMANCE AND EVALUATION OF THE NITROGEN  
OXIDE EMISSIONS OF THE MeMZ 2471 ENGINE BY USING A  
DIESEL-RK SOFTWARE SUITE**

S. Muray

*Summary*

The external speed performance of a MeMZ-2471 gas line engine is predicted and emissions of toxic nitrogen oxides are determined by using a DIESEL-RK software suite.

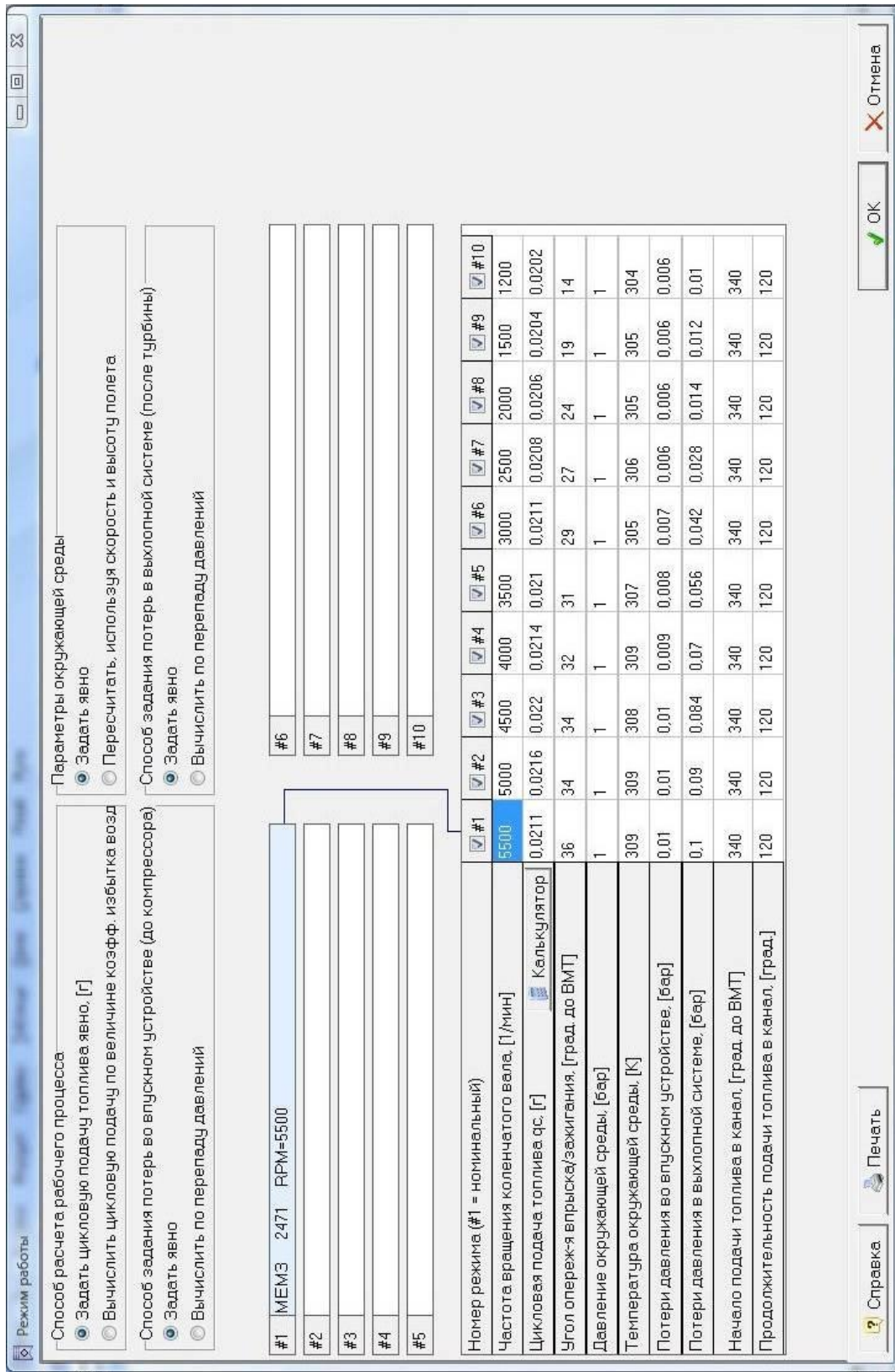


Рис. 1 Режимы работы двигателя Mem3-2471 по внешней скоростной характеристике (интерфейс программы).

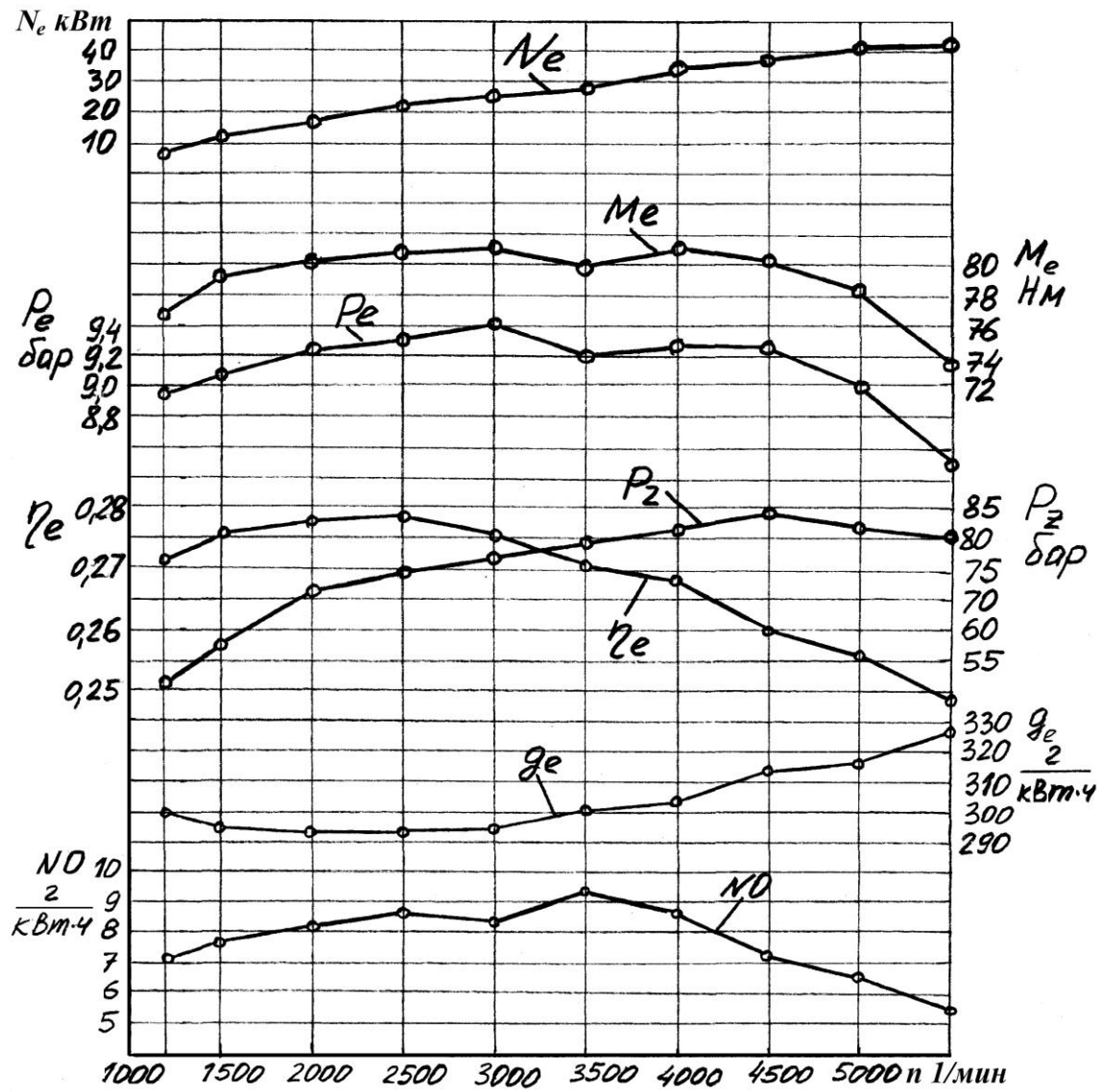


Рис. 2 Внешняя скоростная характеристика двигателя MeM3-2471.

УДК 630.171.075.3

## **АНАЛІТИЧНИЙ ОПИС ПОТРЕБИ В ЗАСОБАХ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

Роговський І.Л., к.т.н., с.н.с.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*  
Тел. (044) 527-88-95

***Анотація*** – в статті представлено результати щодо аналітичного опису математичної моделі забезпечення потреби в засобах технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

***Ключові слова*** – відмова, параметр, роботоздатність, сільськогосподарські машини, стан, технічне обслуговування.

*Постановка проблеми.* Сьогодні принципи функціонування техобслуговуючих форм сільськогосподарських машин: безмонополність, творче підприємництво, продуктивність, малозатратність є лише добрими намірами, які потрібно ще запровадити за певних організаційно-технічних і правових умов.

Вважаємо, що технічне обслуговування і усунення несправностей парку сільськогосподарських машин аграрних підприємств відбувається мобільним засобом. Можна вважати, що виникнення потреби на засобі носить випадковий характер.

Якщо потреба виникає в момент, коли мобільний засіб зайнятий виконанням інших потреб, які виникли раніше, то технічне обслуговування виконується з деяким запізненням. Величина запізнення залежить від характеру потреби і від конкретної виробничої ситуації. Відмови, що виникли в процесі експлуатації сільськогосподарських машин і спричинюють втрату працездатності, повинні бути усунені в першу чергу. Відмови, які спричинюють втрату справного стану сільськогосподарських машин, усуваються тоді, коли будуть усунені несправності, що пов'язані з втратою працездатності, але перед заходами технічного обслуговування.

З іншого боку, внаслідок випадкового характеру виникнення відмов має місце простий мобільного засобу, так як одразу після усунення чергової несправності неможливо гарантувати наявність нової потреби на технічне обслуговування і усунення несправностей. Затримки в очікуванні обслуговування, як і простий мобільного засобу, можна оцінити визначеними затратами.

*Аналіз останніх досліджень.* Існуючі методи розрахунку загальної організації техобслуговування [1] не враховують напрямок і вид діяльності аграрного підприємства [2], технології і термінів виробництва продукції АПК неможливо визначити об'єми робіт з ТО в розрізі календарних термінів [3], і, як наслідок, фактичної потреби в робочій силі для конкретного господарства [4]. Існуючі методи підбора матеріально-технічної бази з технічного обслуговування для визначеного господарства базуються лише на кількісному складі сільськогосподарських машин даного господарства [5]. При цьому не враховується дійсна потреба в машинах господарств в залежності від конкретних умов виробництва та перспективної стратегії його економічної діяльності. Затрати мають протилежні тенденції при збільшенні кількості мобільних засобів: затрати, що пов'язані з очікуванням початку обслуговування зменшуються [6], а затрати, що викликані простоем мобільного засобу, збільшуються (коефіцієнт їх використання зменшується).

*Формулювання цілей статті.* Вбачається за доцільне визначити оптимальну потребу в мобільних засобах визначеного типу (комплектування), при якій сума затрат на утримання цих засобів і затрат, що пов'язані з простоем сільськогосподарських машин в очікуванні обслуговування, будуть мінімальними. Інколи бажано також вибрати оптимальний тип мобільного засобу із декількох технологічно застосованих.

*Основна частина.* Описану вище ціль зобразимо моделлю масового обслуговування із такою конкретизацією загальних понять:

- джерело потреб – парк сільськогосподарських машин, який експлуатується в АПК для виробництва (вирощування) продукції;
- потреба на обслуговування – потреба в усуненні відмов і проведеному технічному обслуговування;
- канал обслуговування – мобільний засіб.

Оскільки обслуговуванню підлягає значна кількість сільськогосподарських машин (зерно-, кормо-, свеклозбиральні комбайни, сівалки, машини для внесення мінеральних добрив тощо), то виправдано застосовувати відкриту систему масового обслуговування, яку називають також системою з необмеженими джерелами потреб. Тому припустити, що потреби на усунення відмов виникають у випадковий момент часу (тривалість інтервалу між виникненням двох потреб – показниково розподілена випадкова величина). Крім того припускається, що робочий час мобільного засобу наближено співпадає з робочим часом сільськогосподарських машин, які обслуговуються (потреби виникають тільки в цей період).

З можливих дисциплін обслуговування приймемо відносний пріоритет, який характеризується тим, що кожне вже почате виконання зака-

зу на техобслуговування завершується повністю. Тільки після звільнення мобільного засобу вибирається з черги наступні пріоритетні потреби.

Обслуговування прийнято однофазним з паралельними однорідними каналами, тобто одна потреба забезпечується одним мобільним засобом.

Тривалість усунення однієї відмови – випадкова величина. Обслуговування включає переїзд мобільного засобу до місця експлуатації сільськогосподарських машин. Тип розподілення тривалості обслуговування залежить від розташування експлуатуємих машин по ділянкам аграрного господарства та інтенсивності відмов конструктивних елементів цих сільськогосподарських машин.

Вказана система відрізняється від відкритої системи масового обслуговування з очікуванням в основному за двома властивостями: розподілення тривалості обслуговування не завжди підпорядковується показниковому закону; деякі потреби характеризуються відносним пріоритетом.

*Вихідні дані.* Попередньо вкажемо, що величини, які відносяться тільки до пріоритетних і непраіоритетних потреб, позначимо, відповідно, індексами 1 і 2. Введемо такі параметри, які є вихідними даними, або визначаються на їх основі:  $t_1, t_2$  – середня тривалість інтервалу між виникненням двох потреб;  $\tau_1, \tau_2$  – середня тривалість обслуговування однієї потреби;  $v(t)$  – коефіцієнт варіації тривалості обслуговування (відношення середнього квадратичного відхилення до середнього значення даної випадкової величини);  $\rho_1, \rho_2, \rho$  – завантаження, яке вказує на середню кількість повністю в часі зайнятих мобільних засобів і яка в нашій моделі рівна також середній кількості одночасно обслуговуємих потреб (завантаження визначається таким співвідношенням:

$$\rho_1 = \frac{\tau_1}{t_1}; \rho_2 = \frac{\tau_2}{t_2}; \rho = \rho_1 + \rho_2); S - \text{кількість каналів обслуговування}$$

мобільних засобом. Для того, щоб мобільний засіб міг задовольнити всі потреби на обслуговування, повинно бути виконано умову  $S > \rho$ .

Введемо показники питомих затрат:  $C_t$  – питома вартість використання мобільного засобу, грн/годин (передбачається, що ця частина затрат однакова для пріоритетних і непраіоритетних потреб);  $C_f$  – середня величина вартості однієї години простою мобільного засобу, грн/годин;  $C_1, C_2$  – збитки за одну годину простою сільськогосподарської машини від втрати продукції через порушення оптимальних агротехнічних термінів робіт в зв'язку з простоями, відповідно, пріоритетних і непраіоритетних потреб.

Введемо також такі операційні характеристики, спосіб знаходження яких буде описано нижче:  $L_1(S), L_2(S), L(S)$  – середня довжина (середня чисельність потреб, які очікують початку обслуговування);  $T_1(S), T_2(S)$  –

середній час очікування однієї потреби в черзі, включаючи потреби, яким не прийшлося очікувати початку обслуговування.

*Функції мети.* Критерієм оптимальності є середня величина сумарних затрат, які виникають в зв'язку з процесом обслуговування на протязі одиниці часу роботи системи. Цю величину будемо мінімізувати. Можна припустити, що затрати прямо пропорційні тривалості даного стану, при чому коефіцієнтом пропорційності є відповідні питомі затрати.

В середньому одночасно зайняті обслуговуванням  $\rho$  мобільних засобів, інші в кількості  $S - \rho$  простоюють. Одночасно виконується в середньому  $\rho_1$  пріоритетних обслуговувань; сума тривалості обслуговування пріоритетних потреб в черзі представляє  $L_1(S)$  одиниць часу протягом одиниці робочого часу (аналогічно для непріоритетних потреб).

Цільовою функцією, значення якої позначимо символом  $z(S)$  і названою повною, можна визначити з виразу:

$$z(S) = \rho \cdot C_\tau + (S - \rho) \cdot C_f + L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2. \quad (1)$$

Вираз для операційних характеристик. Символом  $L(S, \rho)$  позначимо середню довжину черги для відкритої системи масового обслуговування  $M/M/S$  з очікуванням. Ця величина, яка залежить від кількості каналів  $S$  і від завантаження  $\rho$ , обчислюється за загальновідомою формулою:

$$L(S, \rho) = \frac{\rho^{S+1} \cdot P_0}{(S - \rho)^2 \cdot (S - 1)!}; \quad (S > \rho), \quad (2)$$

при чому допоміжна величина  $P_0$  визначається за відношенням:

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^{S-1} \frac{\rho^i}{i!} + \frac{\rho^S}{(S - \rho) \cdot (S - 1)!}}. \quad (3)$$

Значення функції  $L(S, \rho)$  (в межах від 0,1 до 10) можна з достатньою для практики точністю визначити за номограмою [2].

Апроксимацію середньої довжини черги для системи з довільним розподіленням тривалості обслуговування представляємо за формулою:

$$L(S) \approx \frac{1 + [v(\tau)]^2}{2} \cdot L(S, \rho). \quad (3)$$

Середнє значення довжини черги пріоритетних і непріоритетних потреб отримуються після знаходження значення  $L(S)$  за формулою (3) із співвідношень:

$$L_1(S) = \frac{\rho_1 \cdot (S - \rho)}{\rho \cdot (S - \rho_1)} \cdot L(S); \quad (4)$$

$$L_2(S) = L(S) - L_1(S). \quad (5)$$

Середній час очікування тісно пов'язаний з середньою довжиною черги простим співвідношенням, яке виводиться в [2]:

$$T_1(S) = t_1 \cdot L_1(S); \quad (6)$$

$$T_2(S) = t_2 \cdot L_2(S). \quad (7)$$

Визначення оптимальної кількості мобільних засобів. При оптимізації застосовуємо спрощену цільову функцію, значення якої можна позначити символом  $z'(S)$ . Ця функція містить тільки ті члени повної функції  $z(S)$ , які залежать від величини  $S$ , що оптимізується:

$$z'(S) = S \cdot C_f + L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2. \quad (8)$$

Різниця  $z(S) - z'(S) = \rho \cdot (C_r - C_f)$  має однакові значення для будь-якої кількості  $S > \rho$  мобільних засобів. Тобто, функції (1) і (8) приймають мінімальні значення при тій же кількості мобільних засобів, яке позначимо символом  $S^{opt}$ .

Оптимальну кількість мобільних засобів можна визначити методом перебору. В першу чергу визначається мінімально допустима кількість  $S_{min}$  мобільних засобів, яка рівна ближчому цілому числу, що перевищує завантаження. Величина  $S_{min}$  задовольняє умову:

$$\rho = S_{min} \leq \rho + 1. \quad (9)$$

Для  $S = S_{min}$  визначимо значення  $z'(S)$  за виразом (8). величини  $L_1(S)$  і  $L_2(S)$  визначаються за формулами (4) і (5) із застосуванням апроксимації (3); необхідне значення  $L(S, \rho)$  за виразом (2) визначається за номограмою [2]. Потім кількість мобільних засобів збільшується на одиницю і розрахунок  $z'(S)$  повторюється. Збільшення  $S$  продовжується до тих пір, поки затрати зменшуються. Якщо виходить  $z'(S+1) > z'(S)$ , то розрахунок припиняється. Оптимальна кількість  $S^{opt}$  відповідає мінімуму функції  $z'(S)$ . У винятковому випадку, якщо  $z'(S) = z'(S+1)$ , існують два альтернативні варіанти рішення:  $S^{opt} = S_{min}$  і  $S^{opt} = S_{min} + 1$ .

Якщо вже після першого кроку розрахунку отримуємо  $z'(S+1) > z'(S)$ , тоді оптимумом є  $S^{opt} = S_{min}$ . Інколи можна закінчити процес збільшення  $S$  вже при  $z'(S-1) < z'(S)$ , якщо без обчислення значення  $z'(S+1)$  вже очевидно, що  $z'(S+1) > z'(S)$ . Достатньою умовою для цього є виконання на деякому кроці нерівності:

$$L_1(S) \cdot C_1 + L_2(S) \cdot C_2 < C_f. \quad (10)$$

Тоді величина затрат  $C_f$  на утримання додаткового  $(S+1)$ -го мобільного засобу буде більшою за суму затрат на очікування потреб при  $S$  мобільних засобах. Навіть при  $L_1(S) \cdot C_1 = L_2(S+1) = 0$  (якщо додавання засобів усунуло всі очікування) був би варіант з  $(S+1)$  мобільних засобів не вигідним.



Визначення питомих затрат  $C_1$  і  $C_2$  на практиці буває часто доволі наближеним, тому відношення  $C_1/C_2$  в багатьох випадках можна оцінити з більшою достовірністю.

Перевірка чутливості отриманого оптимуму  $S^{opt}$  на зміну цих затрат обумовлена тим, що визначена чисельність кількості мобільних засобів є оптимум деякого діапазону значень  $C_1$  і  $C_2$ .

Символом  $C_2(S, S+1)$  позначимо граничне значення величини  $C_2$ , при якому оптимум є одночасно як  $S$ , так і  $S+1$  мобільних засобів. Припустимо, що відношення  $C_1/C_2$  було оцінено. Після підстав-

лення формули  $\rho_1 = \frac{\tau_1}{t_1}$ ;  $\rho_2 = \frac{\tau_2}{t_2}$ ;  $\rho = \rho_1 + \rho_2$  в рівність  $z'(S) = z'(S+1)$

цю величину можна виразити таким чином:

$$C_2(S, S+1) = -\frac{C_f}{\frac{C_1}{C_2} \cdot L_1(S) - L_1(S+1) + L_2(S) - L_2(S+1)}. \quad (11)$$

Отримана вище  $S^{opt}$  і залишається оптимумом для всіх значень  $C_2$  в межах  $C_2(S^{opt}-1, S^{opt})$  до  $C_2(S^{opt}, S^{opt}+1)$ , припускаючи  $C_1/C_2 = const$  (при  $S^{opt} = S_{min}$  нижня межа є нульовою). Якщо цей діапазон широкий і якщо загальна оцінка значення  $C_2$  знаходиться не дуже близько до однієї із вказаної межі, то далі уточняти оцінку  $C_2$  нема потреби. Аналогічним чином можна визначити граничне значення  $C_1(S, S+1)$  величини  $C_1$ ; в дійсності  $C_1(S, S+1) = C_2(S, S+1) \cdot C_1/C_2$ .

*Висновки.* Основою для створення системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин є методи спеціалізованого технічного обслуговування машин, які враховують конкретні умови лісогосподарського виробництва із застосуванням мобільних засобів; перебудова діючої матеріально-технічної бази підприємств; забезпеченням товаровиробника технічними послугами в системі “придбання – експлуатація - техобслуговування”; вибір виконавця техобслуговування відбувається виходячи з його технічних можливостей і фінансових власника машин, а запропоновані математичні моделі розрахунку потреби в мобільних засобах дозволяють раціонально їх запровадити.

#### Література

1. Булгаков В.М. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні / В.М. Булгаков // Техніко-технологічні аспекти розвитку та ви-

- пробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : Зб. наук. пр.– Дослідницьке: УкрНДШПВТ, 2009. – Вип. 13, Кн. 1. - С. 21–29.
2. *Молодик М.В.* Обґрунтування вдосконалення системи технічного сервісу в АПК України / *М.В. Молодик, Б.Г. Харченко* // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. – № 2. – С. 128–132.
3. *Демко О.А.* Вплив кваліфікації операторів на ефективність використання машин / *О.А. Демко* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2009.– Вип. 134.- Ч.2. – С. 159–169.
4. *Мовчан В.Ф.* Машиноиспользование в сельскохозяйственном производстве / *В.Ф. Мовчан, В.Н. Митин* // Праці Таврійського державного агро-технологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип.8.- Т.9. – С. 102 – 118.
5. *Ільченко В.Ю.* Обґрунтування середньої відстані пробігу пересувних засобів технічного обслуговування а заправки машин / *В.Ю. Ільченко, Н.О. Кучмій* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75.- Т.2. – С. 547–553.
6. *Роговський І.Л.* Ефективність технічного обслуговування зернозбиральних ком-байнів і бурякозбиральних машин / *І.Л. Роговський* // Вісник Львівського національного аграрного університету. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип.12. - Т.1. – С. 472–478.

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПОТРЕБНОСТИ В СРЕДСТВАХ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Роговский И. Л.

*Аннотация* – в статье представлены результаты относительно аналитического описания математической модели обеспечения потребности в средствах технического обслуживания сельско-хозяйственных машин.

## ANALYTICAL DESCRIPTION OF REQUIREMENT FOR MEANS OF MAINTENANCE SERVICE OF AGRICULTURAL MACHINES

I. Rogovsky

### *Summary*

**In paper the results of the analytical description of mathematical model of maintenance of requirement for means of engineering service of agricultural machines are presented.**

УДК.629.28

## СТОИМОСТНАЯ ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАЧЕСТВА КАПИТАЛЬНОГО РЕМОНТА ДВИГАТЕЛЕЙ

Дудукалов Ю.В., к.т.н.,

Торяник С.А., инж.,

Цыбульский В.А., к.т.н.,

Рыбалко И.В., к.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Тел. (619) 42-04-42

**Аннотация** – предложена методика стоимостной оценки качества капитального ремонта двигателей с учетом улучшения их эксплуатационных характеристик, включая экологические показатели по вредным выбросам.

**Ключевые слова** - качество, ремонт, двигатель, эксплуатация, характеристика, эффективность.

*Введение.* В автомобилестроении приняты законодательные акты на ограничение вредных выбросов (ВВ) (оксиды углерода, оксиды азота, канцерогенные вещества и т.д.) [1]. Показатели выбросов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются основными требованиями при сертификации, объектом тщательной проверки при техническом осмотре и испытаниях.

В ходе технического обслуживания и ремонта (ТОиР) ДВС достигается улучшение их эксплуатационных характеристик, а при капитальном ремонте (КР) - наиболее полное восстановление первоначального ресурса.

Для определения экономической эффективности ТОиР ДВС целесообразно учитывать изменение эксплуатационных затрат, в том числе экологическую составляющую при снижении ВВ после КР.

*Анализ последних публикаций.* Уровень ВВ должен стать одним из приоритетных технико-экономических показателей функционирования ДВС [2,3].

Проблема экологической чистоты ДВС усугубляется тем, что конкретные мероприятия по снижению ВВ вступают в противоречие с экономической необходимостью ограничения стоимости КР ДВС, ресурсосбережения и т.д. Для преодоления этого противоречия требу-

ются критерии и методики расчета комплексной экологической и экономической эффективности КР ДВС. При этом критерии методика должна учитывать интересы общества в снижении ВВ ДВС [4].

При выполнении КР наблюдается качественное и количественное воздействие на выбросы компонентов различного токсичного действия. Так, выполнение КР дизельных ДВС уменьшает выбросы оксидов азота, снижает выбросы твердых частиц и других вредных компонентов.

Основными дифференциальными критериями при оценке эффективности КР ДВС [2] обычно являются:

- изменение затрат на эксплуатацию двигателя после КР (расход топлива, масла и т.д.);
- снижение уровня ВВ после КР ДВС;
- себестоимость КР ДВС и срок окупаемости затрат на КР.

Необходима комплексная экономическая оценка эффективности выполнения КР, которая сможет учесть в стоимостном выражении и эксплуатационную, и экологическую составляющие.

*Цель и задачи исследования.* Целью исследования является оценка экономической эффективности капитального ремонта ДВС, включающая эксплуатационные затраты и экологический ущерб.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- оценить затраты на эксплуатацию ДВС после выполнения КР с учётом экологического ущерба;
- определить комплексную оценку экономической эффективности КР ДВС.

**Основная часть. Оценка затрат при эксплуатации ДВС после КР**

Возможные суммарные эксплуатационные затраты и экономический ущерб от ВВ  $Z(t)$  за принятый интервал времени могут быть определены такими основными составляющими:

$$Z(t) = yM(t) + C^T G^T(t) + C_{кр}, \quad (1)$$

где  $y$  – константа, переводящая условную оценку выбросов в денежную, грн/усл.кг [5];

$M(t)$  – суммарная масса ВВ за принятый интервал времени, усл.кг;

$C^T$  – цена топлива, грн/кг;

$G^T(t)$  – суммарный расход топлива ДВС за принятый интервал времени, кг;

$C_{кр}$  – себестоимость выполнения КР ДВС, грн.

Рассмотрим интервал времени от момента выполнения КР ДВС  $T_{кр}$  и последующей его эксплуатации. При линейной зависимости  $M(t)$  и  $G^T(t)$  суммарные затраты  $Z(t)$  также линейно возрастают.

На рис. 1 приведенные зависимости:

$Z_1$  - суммарные затраты, которые возникают, например, при повышенном содержании ВВ, поскольку эксплуатация ДВС продолжается без проведения КР;

$Z_2$  и  $Z_{2 \text{ экол}}$  - суммарные затраты, которые возможны после выполнения КР в момент времени  $T_{\text{кр}}$ , причем для  $Z_{2 \text{ экол}}$  экономический ущерб от ВВ ниже, чем для  $Z_2$ , при равной себестоимости  $C_{\text{кр}}$  и одинаковых эксплуатационных затратах.

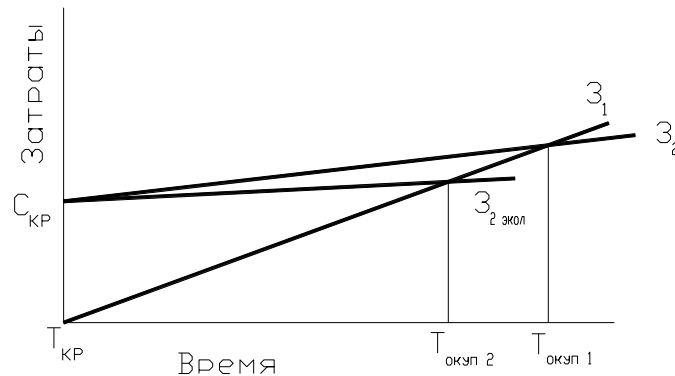


Рис. 1. Изменение периода окупаемости затрат на КР ДВС

Таким образом, показано, что с учетом изменения экологической составляющей при эксплуатации ДВС период окупаемости затрат на КР сокращается с  $T_{\text{окуп 1}}$  до  $T_{\text{окуп 2}}$ .

Для рассмотрения примем годовой интервал времени. Преобразуем (1) путем деления всех слагаемых на годовой объем работы двигателя в кВт·час для перехода к величинам, которые обычно используются как характеристики экономичности и экологической чистоты ДВС.

Годовые затраты на ремонт и эксплуатацию ДВС, экономических ущербов от ВВ без проведения КР и после КР, грн/кВт·ч :

$$\begin{aligned} z_1 &= um_1 + C^T \cdot g_{e_1}^T \\ z_2 &= um_1 + C^T \cdot g_{e_2}^T + C_{\text{кр удельн}} \\ z_{2 \text{ экол}} &= um_2 + C^T \cdot g_{e_2}^T + C_{\text{кр удельн}} \end{aligned} \quad (2)$$

где  $m_1, m_2$  - приведенная удельная годовая масса ВВ без КР и после КР, усл.кг/кВт·ч;

$g_{e_1}^T, g_{e_2}^T$  - средний эксплуатационный удельный эффективный расход топлива без КР и после КР, кг/кВт·ч;

$C_{\text{кр удельн}}$  - удельная себестоимость КР, грн/кВт·ч.

$m_1, m_2$  - приведенная удельная масса вредных выбросов, усл. кг/кВт·ч;

$C_{КР\ удельн}$  – удельная себестоимость, определенная по годовой работе ДВС как отношение себестоимости к работе, выполняемой годовой интервал времени, грн/кВт-ч.

### Оценка экологического фактора в затратах на эксплуатацию ДВС

Приведенная к оксиду углерода масса ВВ в (1) и (2) вычисляется по формуле, усл. кг/год [6]:

$$M = \sum_{i=1}^n E_i A_i, \quad (3)$$

где  $E_i$  – выброс  $i$ -того компонента выхлопных газов, кг/год;

$A_i$  – показатель относительной агрессивности  $i$ -того компонента, усл. кг.

В общем случае с участием выбранных критериев экономическую эффективность проведения КР ДВС можно выразить в стоимостном выражении следующей формулой:

$$\mathcal{E} = y(M_1 - M_2) + C(G_1^T - G_2^T) - C_{кр}, \quad (4)$$

$M_1, M_2$  – масса ВВ без проведения КР и после выполнения КР, усл.кг;

$G_1^T, G_2^T$  – годовой расход топлива без проведения КР и после выполнения КР ДВС, кг/год.

В приведенных величинах

$$\mathcal{E} = y(m_1 - m_2) + C_T(g_{e_1}^T - g_{e_2}^T) - C_{кр}, \quad (5)$$

Годовая относительная экономическая эффективность определяется [6]:

$$\bar{\mathcal{E}} = \frac{z_1 - z_2}{z_1} = 1 - \frac{z_2}{z_1}. \quad (6)$$

Зависимость (6) является безразмерным показателем. Если выполнение КР за год окупается и эффективно ( $z_1 > z_2$ ), то относительная экономическая эффективность положительна, но меньше единицы. Если выполнение не эффективно ( $z_1 < z_2$ ), относительная эффективность отрицательна. Если же затраты на выполнение КР, на топливо и величины предотвращенного ущерба от ВВ равны ( $z_1 = z_2$ ), то годовая относительная эффективность равна нулю.

### Методика комплексной оценки эффективности КР ДВС

Зная текущие уровни цен на различные виды топлива, себестоимость различных видов ремонта, запасных частей, удельный экономический ущерб от ВВ, можно выразить абсолютную годовую экономическую эффективность на данный момент времени в виде (грн/год).

$$\mathcal{E} = \bar{\mathcal{E}}(yM_1 + C_T G_1^T) \quad (7)$$

Из (7) видно, что выжение в скобках является неизменным для

данного двигателя до проведения КР и, следовательно, экономическая эффективность прямо пропорциональна величине  $\bar{\mathcal{E}}$ .

Для удобства расчетов введем следующие относительные величины:

$\bar{e}_i = e_{2i} / e_{1i}$  – относительный выброс  $i$ -го токсичного компонента;

$e_{1i}, e_{2i}$  – эксплуатационные выбросы токсичных веществ с отработавшими газами, кг/кВт-ч;

$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_{e2}}{\eta_{e1}}$  – отношение эксплуатационных эффективных к.п.д двигателя.

С учетом этих показателей получим выражение для приведенных удельных масс ВВ, усл. кг/кВт-ч:

$$m_1 = \sum_{i=1}^n e_{1i} \cdot A_i, \quad m_2 = \sum_{i=1}^n e_{2i} \cdot A_i = \sum_{i=1}^n \bar{e}_i \cdot e_{1i} \cdot A_i, \quad (8)$$

тогда

$$\bar{m} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{e}_i \cdot e_{1i} \cdot A_i}{\sum_{i=1}^n e_{1i} \cdot A_i}; \quad (9)$$

$$g_{e2}^T = \frac{g_{e1}^T}{\eta_e}; \quad (10)$$

$$C_{КР \text{ удельн}} = C_{ДВС \text{ удельн}} \cdot \bar{C}. \quad (11)$$

Формула (10) получена из предположения, что двигатель в любом случае должен производить одну и ту же полезную работу, и является отражением закона сохранения энергии.

Подставив (8) – (11) и выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$\bar{\mathcal{E}} = 1 - \frac{y \bar{m} \cdot m_1 + C_T g_{e1}^T \cdot \frac{1}{\eta_e} + \bar{C} \cdot C_{ДВС \text{ удельн}}}{y m_1 + C_T g_{e1}^T} \quad (12)$$

Обозначим:

$K = \frac{C_T}{y}$  – отношение цены 1 кг топлива к ущербу от выброса 1

усл.кг ВВ;

$q = \frac{y}{C_{\text{ДВС удельн}}}$  – отношение ущерба от выброса 1 усл.кг ВВ к удельной себестоимости ДВС.

Тогда

$$\bar{\Xi} = 1 - \frac{q(\bar{m}m_1 + Kg_{el}^T \cdot \frac{1}{\eta_e}) + \bar{C}}{q(m_1 + Kg_{el}^T)}. \quad (13)$$

Анализ вклада отдельных составляющих величин  $\Xi_1$ , которые являются суммой затрат на производство и эксплуатацию двигателя без выполнения КР с учетом экономического ущерба от ВВ.

После ремонта дизеля выбросы оксидов азота снизились на 30%, твердых частиц на 50%, приведенный выброс на 30%, эффективный КПД двигателя возрос на 10%.

Как показали расчеты (табл.1), в 1 варианте относительная годовая экономическая эффективность положительна, и не должна превосходить  $\bar{\Xi} = 1,2$ , чтобы окупаемость не превышала 1 год (рис. 2). Для 2 варианта относительная годовая экономическая эффективность меняет знак, что подтверждает низкое качество выполненного ремонта, поскольку  $\frac{1}{\eta_e} = 1,0$  и КПД двигателя не повысился, хотя ВВ уменьшены.

Таблица 1

Результаты расчетов для двигателя КамАЗ-740

Условное обозначение	Исходные данные для расчета	Результаты	
1	$\bar{m} = 0,7; \frac{1}{\eta_e} = 0,9$	$\bar{C} = 0,1$	$\bar{Y} = 0,116$
		$\bar{C} = 0,5$	$\bar{Y} = 0,067$
		$\bar{C} = 1,0$	$\bar{Y} = 0,0194$
2	$\bar{m} = 0,5; \frac{1}{\eta_e} = 1,0$	$\bar{C} = 0,1$	$\bar{Y} = 0,031$
		$\bar{C} = 0,5$	$\bar{Y} = -0,007$
		$\bar{C} = 1,0$	$\bar{Y} = -0,056$



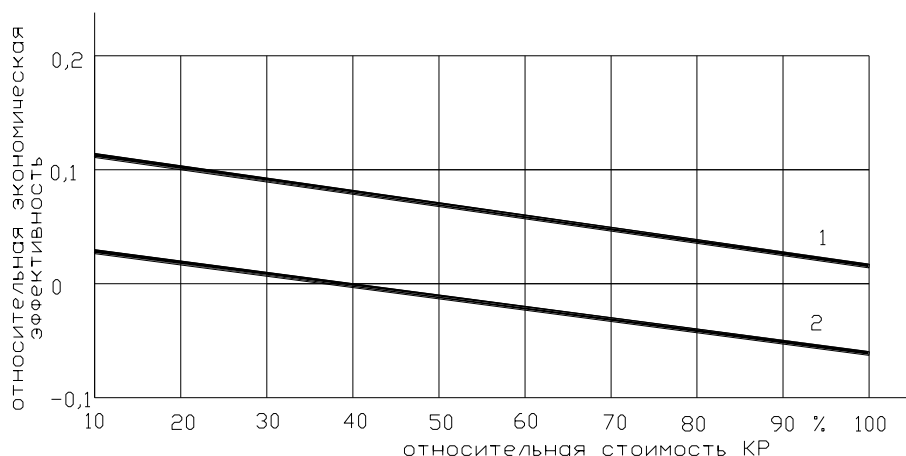


Рис. 2. Залежність годової відносної економічної ефективності від відносної вартості КР двигателя КамАЗ-740

Таким образом, анализ теоретических и экспериментальных исследований результатов ремонтных воздействий позволяет предложить комплексную методику оценки экономической эффективности ТОиР ДВС.

#### *Выводы.*

1. Экономическая эффективность КР ДВС обуславливается суммарными затратами для восстановления и поддержания двигателей в технически исправном состоянии. При достижении предельного состояния ДВС существенно повышаются показатели выбросов ВВ. Следовательно, в оценке эффективности КР следует учитывать этот фактор.

2. Экономическую оценку целесообразности выполнения КР ДВС следует определять с учетом экологического ущерба. Но данные условия усложняются необходимостью поиска оптимальных решений по снижению ВВ к стоимости КР ДВС, ресурсосбережения и т.д.

#### Литература

1. Буланов Л.С. Предельно допустимые выбросы стран Евросоюза / Л.С. Буланов // Автомобильная промышленность. - № 5. - 1999. - С. 15-19.
2. Маслов Н.Н. Качество ремонта автомобилей / Н.Н. Маслов. - Москва: Транспорт, 1975. - 368 с.
3. Технологические основы обеспечения качества машин / [К. С. Колесников, Г. Ф. Баландин, А. М. Дальский и др.]; под общ. ред. К. С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1990. - 256 с.
4. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству / [А.С. Быстров, В.В. Варанкин и др.]. - Москва: Экономика, 1996. - 96 с.

5. Звонов В.А. Техничко-экономические и экологические показатели применения метанола как топлива для двигателей внутреннего сгорания / В.А. Звонов, В.И. Черных, Л.С. Заиграев // Экотехнология и ресурсосбережение.- 1995.- № 4.- С. 11 - 18.

6. Кутенев В.Ф. Качество двигателей внутреннего сгорания автотранспортных средств требует экологического и экономического оценивания / В.Ф. Кутенев, В.А. Звонов, Л.С. Заиграев, Л.В. Козлов // Стандарты и качество. – 1997. - № 3. – С. 52- 55.

## **ВАРТІСНА ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЯКОСТІ КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ ДВИГУНІВ**

Дудукалов Ю. В., Торяник С.А., Цибульський В.А., Рибалко І. В.

**Анотація** - запропонована методика вартісної оцінки якості капітального ремонту двигунів з врахуванням покращення їх експлуатаційних характеристик, включаючи екологічні показники по шкідливим викидам.

## **COST EVALUATION OF THE ECOLOGICAL EFFECTIVENESS OF ENGINE OVERHAUL QUALITY**

Y. Dudukalov, S. Toryanik, I. Rybalko, V. Tsybulskiy

### **Summary**

**The article presents a method of cost evaluation of engine overhaul quality taking into account their servicing characteristics and with special emphasis on the ecological factor.**

УДК 656.13:658

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ФИРМЕННОГО СЕРВИСА АВТОМОБИЛЕЙ

Цыбульский В.А., к.т.н.,

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

Цыбульская Э. И., к.э.н.,

Возруд А.М., магистр\*

*Гуманитарный университет «Народная украинская академия»*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** - фирменное обслуживание автомобилей рассматривается не только как важнейшая составная часть жизненного цикла автомобиля, но и как неотъемлемая подсистема производственно-хозяйственной деятельности предприятия-изготовителя, раскрыты показатели качества фирменного сервиса.

**Ключевые слова** – фирменный сервис, производственно-хозяйственная деятельность, жизненный цикл продуктов машиностроения.

**Постановка проблемы.** Одним из необходимых условий обеспечения конкурентоспособности отечественного автомобилестроения является совершенствование фирменного обслуживания. Фирменный сервис автомобилей представляет собой не только неотъемлемую составную часть их жизненного цикла, но и является важнейшим фактором успешного развития предприятия-изготовителя в современной, все ужесточающейся конкурентной борьбе на отечественном и мировом рынках.

Покупатель, приобретая автомобиль, обращает внимание не только на его качественные характеристики (свойства), но и на то, как организовано его фирменное обслуживание. При прочих равных условиях, у потребителя большей популярностью и большим спросом пользуются автомобили тех производителей, которые имеют развитую и лучше организованную сеть фирменных сервисных предприятий.

Именно система фирменного сервиса, особенно в период гарантийной эксплуатации, является постоянным и надежным источником информации, необходимой для корректировки процесса производства и разработки новых (или модернизируемых) моделей автомобилей.

---

© к.т.н. В. Н. Цыбульский, к.э.н. Э. И. Цыбульская, магистр А. М. Возруд

\* Научный руководитель - к.т.н. В. Н. Цыбульский

Необходимым условием эффективного развития фирменной сервисной деятельности предприятий-изготовителей является учет взаимосвязи жизненного цикла автомобилей и жизненного цикла их фирменного обслуживания. Речь идет о создании системы интегрированного управления на протяжении всего жизненного цикла автомобилей. Постоянный учет жизненного цикла автомобилей и сопутствующих сервисных услуг позволяет своевременно и обоснованно корректировать стратегию развития предприятия-изготовителя в соответствии с изменяющимися условиями конкуренции на рынке.

*Анализ последних исследований и публикаций.* Проблемы развития фирменного сервиса многогранны и требуют всестороннего и системного изучения.

Большой вклад в системную разработку проблем сервиса внесли ученые Дихтль Е., Питерс Т., Уотерман Р., Хершген Х. и др.

Вопросы качества фирменного сервиса автомобилей нашли отражение в трудах Л. Берри, В. Зайтамль, А. Парасурман и др.

Изучению сервисных услуг посвятили свои труды ученые-экономисты: Айдинян Р., Александров Ю., Аникеев С., Борисов Ю., Завьялов П. и др.

В настоящее время разработкой различных экономических аспектов качества и конкурентоспособности активно занимаются исследователи Аристов О.В., Бубнов Ю.Т., Войтоловский Н.В., Горбашко Е.А., Кунявский М.Е., Ларин В.М., Литвиненко А.Н., Мишин В.М., Немцев А.Д., Огвоздин В.Ю., Сажин Ю.В., Салимова Т.А., Семенов С.Н., Шайдурова Н.И., Фатхутдинов Р.А., Яшин Н.С. и др.

В зарубежной и отечественной литературе уделяется самое пристальное внимание изучению различных, в том числе и экономических, аспектов качества продукции. Однако этого нельзя сказать об исследовании качества фирменного сервиса. Они обычно находят косвенное освещение лишь в работах, связанных с маркетингом сервисных услуг.

В отечественной литературе, по сути дела, отсутствуют работы, в которых системно и комплексно исследуются вопросы улучшения качества фирменного сервисного обслуживания автомобилей. В частности, не нашли достаточно четкого и полного отражения такие важные для теории и практической деятельности вопросы, как сущность резервов качества фирменного обслуживания, классификация этих резервов, методы выявления и стимулирования их использования. В связи с этим, исследования, посвященные решению указанных вопросов, являются актуальными.

*Постановка цели и задачи исследования.* Целью данного исследования является разработка теоретических и методических основ по-

вышения качества фирменного сервиса автомобилей и обоснование основных направлений их реализации в практической деятельности.

В соответствии с поставленной целью в работе решаются следующие задачи:

- раскрывается сущность и содержание категории «качество фирменного сервиса автомобилей»;
- обосновываются основные направления повышения качества фирменного обслуживания автомобилей.

*Результаты исследования.* Конкурентоспособность автомобильных фирм непосредственно зависит не только от качества проектирования и изготовления автомобилей, но и от организации и качества их фирменного обслуживания на протяжении всего срока эксплуатации.

Необходимым условием эффективного развития фирменной сервисной деятельности предприятий-изготовителей автомобилей является учет взаимосвязи их жизненного цикла и жизненного цикла сервисного обслуживания. Речь идет о создании системы интегрированного управления на протяжении всего жизненного цикла автомобилей. Жизненный цикл продукции машиностроения, одним из видов которой является автомобиль, можно представить следующим образом (рис. 1).

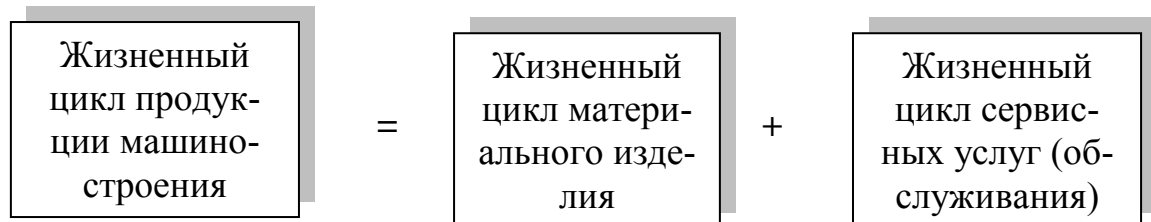


Рис. 1. Жизненный цикл продукции машиностроения

Когда продукция находится на этапе зрелости, цикл сервисных услуг только начинается. Следует отметить, что жизненный цикл автомобиля и жизненный цикл сервисных услуг в процессе его использования (эксплуатации) существенно различаются (рис. 2).

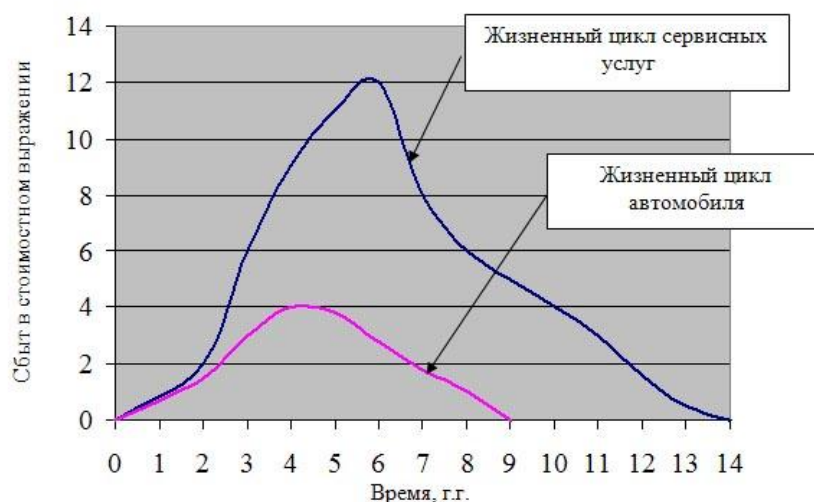


Рис. 2. Различия жизненного цикла автомобиля и фирменных сервисных услуг [1]

Когда жизненный цикл автомобиля находится уже на стадии упадка, то жизненный цикл сервисных услуг входит в этап быстрого роста. Отсюда можно сделать вывод, что предприятие вначале получает прибыль от продажи автомобиля, а при умелом управлении в дальнейшем от продажи сервисных услуг (обслуживания). Практика показывает, что до 70% доходов от сервисных услуг предприятие получает в то время, когда объем продаж самой продукции уже пошел на спад [2].

В литературе высказываются различные точки зрения по поводу качества предоставляемых сервисных услуг. Под качеством обслуживания обычно понимают совокупность характеристик процесса и условий обслуживания, обеспечивающих удовлетворение установленных или предполагаемых потребностей потребителя.

Многие авторы считают, что при рассмотрении сущности качества фирменного обслуживания нужно учитывать, что взгляды клиента и сервисного предприятия обычно не совпадают. Клиент обычно субъективно оценивает качество предоставляемых сервисных услуг, исходя из своих предпочтений и знаний функциональных предназначений, в данном случае, автомобилей. Особенностью клиентского подхода является критическая оценка качества сервиса. В силу индивидуального подхода клиента, предприятиям, оказывающим сервисные услуги, очень сложно составить представление о том, как клиент воспринимает обслуживание. Чаще всего это связано с тем, что сам клиент нередко нечетко и невнятно формулирует свое понятие о качестве. Но, тем не менее, имеют место следующие основные моменты.

Во-первых, обычно клиент при определении качества фирменного сервиса испытывает больше трудностей, чем при определении качества продукции.

Во-вторых, клиент воспринимает качество сервиса в сравнении ожиданий и фактического обслуживания.

В-третьих, оценка качества сервиса зависит не только от конечного результата, но и от самого процесса обслуживания.

Клиент, оценивая качество фирменного сервиса, всегда сравнивает фактический результат с ожидаемым. Если эти параметры совпали, то сервисная услуга, по его мнению, предоставлена качественно. Поэтому качество фирменного обслуживания следует рассматривать в трех аспектах: материальном (реальные характеристики сервиса), коммуникативном (взаимодействие предприятия сервиса и клиента), корпоративном (имидж предприятия фирменного обслуживания). Клиент рассматривает качество фирменного сервиса как техническое, когда клиент реально получает удовлетворение от предоставленной услуги, и как функциональное, которое учитывает особенности получения данной услуги.

При оценке качества фирменного обслуживания следует учитывать потребительские ожидания. Они обычно базируются на следующих факторах: речевые коммуникации (слухи), то есть люди узнают о качестве оказываемых услуг от других потребителей; личные потребности – его запросы, представления о качестве сервиса; прошлый опыт: у потребителей вырабатывается ожидание фирменного обслуживания, основанного на прошлом опыте.

Исследователи считают, что для клиента наибольшее значение имеют следующие требования к качеству фирменного сервиса:

- надежность обслуживания;
- соответствие стандартам, в которых четко прописана организация, обеспечение и технология всех видов сервисных работ;
- удобство ремонта – эргономические условия;
- продолжительность сервисного обслуживания (включая ремонт);
- сопутствующие (дополнительные) услуги – оповещение потребителя о сроках ТО, установка на автомобиле дополнительного оборудования, тюнинг, шумоизоляция и т.п.

Одним из основополагающих условий качественного фирменного обслуживания является предложение набора услуг от минимально необходимых до максимально разнообразных. Это позволяет клиенту точно спланировать расходы на обслуживание и ремонт автомобиля, выбрать необходимое время обслуживания и сроки выполнения работ. Уровень качества фирменного обслужи-

вания оказывает влияние на связанные с ним расходы. При недостаточном качественном обслуживании:

- во-первых, возрастают текущие затраты ресурсов на проведение сервисного (технического) обслуживания;
- во-вторых, снижается ценность предоставляемых услуг;
- в-третьих, происходит падение имиджа фирменного сервисного предприятия.

При оценке качества фирменного обслуживания необходимо учитывать, насколько изменяются входные и выходные параметры обслуживаемого изделия (в нашем случае – автомобиля). Разницу между этими параметрами принято называть расхождением (рис. 3).

При этом можно выделить несколько специфических расхождений. Расхождение первое - представления руководства об ожиданиях потребителя ошибочны, так как менеджеры не всегда понимают, какие параметры обслуживания означают для клиента (потребителя) качество и по каким показателям он его оценивает.

Расхождение второе - разница между восприятием менеджеров и спецификацией качества фирменного сервисного обслуживания. Потребности потребителя известны, но предприятие фирменного сервиса не может представить фирменную услугу по каким-то причинам (нехватка квалифицированных специалистов, нежелание обслужить и т.д.).

Расхождение третье - предприятия испытывают трудности в соблюдении принятых стандартов, так как иногда действия персонала не могут быть четко регламентированы. Расхождение четвертое - предоставляемые услуги и их реклама не соответствуют действительности. Расхождение пятое - восприятие предоставляемого фирменного обслуживания не соответствует ожиданиям.





Рис. 3. Модель оценки качества фирменного обслуживания

Учитывая вышесказанное, авторы считают, что качество фирменного сервисного обслуживания автомобилей – это совокупность процессов, позволяющих возможно полнее сохранять и поддерживать первоначальные характеристики на протяжении всего периода эксплуатации автомобилей при наиболее рациональном использовании ресурсов. Набор сервисных услуг и их качественные характеристики должны соответствовать запросам потребителей (клиентов) и учитывать этапы жизненного цикла продукции длительного срока службы. Для обеспечения качественного фирменного обслуживания необходимо целенаправленно и системно выявлять и использовать имеющиеся резервы на основе непрерывного совершенствования техники и технологии, организации производства и управления, развития творческой инициативы коллективов фирменных сервисных предприятий.

Как уже отмечалось, сфера эксплуатации автомобиля является важнейшей составной частью его жизненного цикла. Именно эксплуатация автомобиля составляет наибольшую часть его жизненного цик-

ла. Более того, жизненный цикл автомобиля во многом зависит от того, как организовано фирменное обслуживание в период эксплуатации, насколько соблюдаются его первоначальные качественные характеристики.

Одной из стратегических задач организации фирменного сервисного обслуживания автомобилей является своевременное выявление и использование возможностей улучшения фирменного сервисного обслуживания, имеющих резервы повышения его качества. Целенаправленное и системное решение данной задачи непосредственно связано с выявлением сущности производственных резервов, одним из составных видов которых являются резервы качества фирменного обслуживания техники, в том числе, автомобилей.

Авторы придерживаются той точки зрения, что всю совокупность резервов производства, эффективного его развития можно подразделить на два вида: резервы улучшения качества конечного результата производственно-хозяйственной деятельности, то есть продукции и услуг; резервы развития самого производства (в нашем случае – сервиса).

В практической деятельности по мобилизации резервов производства приоритетное значение имеют резервы, непосредственно связанные с обеспечением качественных свойств на протяжении всего жизненного цикла продукции. Сейчас, в условиях критической экономической ситуации особую актуальность приобретают оперативное выявление и использование резервов качества, особенно на стадии функционирования (использования) различной техники. Однако этой важнейшей составляющей эффективного функционирования предприятий сервисного обслуживания не уделяется должного внимания.

По мнению авторов, резервы качества фирменного обслуживания – это неиспользованные (или недостаточно использованные) в данный период времени объективные возможности поддержания (или даже улучшения) тех или иных потребительских свойств сложной технической продукции, или их совокупности на протяжении экономически допустимого срока ее эксплуатации (функционирования) в соответствии с постоянно развивающимися требованиями конкретного рынка. Из данного определения следует, что, во-первых, резервами качества фирменного обслуживания являются не все неиспользованные возможности, а только те, для реализации которых, имеются объективные условия и предпосылки, то есть их использование обусловлено объективными законами развития экономики. Во-вторых, резервами качества фирменного обслуживания являются те возможности, использование которых вызвано постоянно развивающимися потребностями клиентов (индивидуальных и коллективных). В-третьих, сущность резервов фирменного сервиса нельзя рас-

сматривать в отрыве от тех результатов, которые должны быть получены при их реализации (использовании). Нужно реализовывать такие резервы (неиспользованные возможности), которые позволят не только лучше удовлетворять потребности в фирменном обслуживании, но и добиться этого при одновременном снижении совокупных затрат в воспроизводственном процессе.

В зависимости от изменения характеристик автомобилей всю совокупность резервов качества фирменного сервиса можно представить в виде, приведенном на рис.4.

Совокупность резервов качества, присущих стадии эксплуатации (потребления) автомобилей, целесообразно также подразделять на следующие две группы.

К первой группе относятся резервы, связанные с совершенствованием организации фирменного обслуживания автомобилей в период их гарантийной эксплуатации.

Использование данных резервов повышает качество гарантийного обслуживания, обеспечивает сохранение качественных свойств автомобилей на уровне требований нормативно-технической документации. Реализация этих резервов позволяет сократить совокупные затраты изготовителей автомобилей на гарантийное обслуживание.

Ко второй группе относятся резервы, связанные с устранением дефектов, которые возникают за пределами гарантийных сроков эксплуатации. Эти дефекты обусловлены конструкторскими и производственными факторами, но проявляются в период послегарантийной эксплуатации. Их реализация происходит путем внесения соответствующих изменений в технологию и другие процессы изготовления продукции, на основе информации, получаемой от сервисных предприятий.

Особое внимание сервисные предприятия должны обращать на такие резервы, использование которых позволяет не только улучшать качество фирменных сервисных услуг, но и оказывать их (услуги) с меньшими затратами. От использования таких нововведений получает экономию, как сервисное предприятие, так и потребитель (владелец) автомобиля. На сервисном предприятии экономия получается потому, что применение передовой техники и технологии обслуживания позволяет оказывать услуги с относительно меньшими затратами. Потребитель же (владелец автомобиля) из-за оказания качественной услуги меньше расходует средств на фирменное обслуживание в период эксплуатации автомобиля.



Рис. 4. Резервы качества фирменного обслуживания автомобилей

*Выводы.* Фирменный сервис автомобилей необходимо рассматривать в двух неразрывных аспектах: как важнейшую составную часть жизненного цикла автомобиля (от подготовки к реализации до окончания эксплуатации в связи с физическим и моральным износом) и как неотъемлемую подсистему производственно-хозяйственной деятельности предприятия-изготовителя.

Главными показателями качества фирменного сервиса автомобилей являются: надежность ремонта, определяемая соответствием технических параметров значениям, указанным в нормативно-технической документации; продолжительность и доступность ремонта; набор предоставляемых сопутствующих ремонту дополнительных услуг.

Конкурентоспособность автомобильных фирм определяется не только качеством проектирования и изготовления автомобилей, но и

организацией и качеством их фирменного обслуживания на протяжении всего срока эксплуатации.

#### Литература

1. *Лапина Н.В.* Резервы повышения качества сервисного обслуживания автомобилей / *Н.В. Лапина, И.А. Шишканов.* – Саратов: Новый вектер, 2009. – 186 с.
2. *Шишканов Р.А.* Анализ дефектов автомобилей ГАЗ в период гарантийной эксплуатации / *Р.А. Шишканов* // Вестник СГСЭУ. - 2009.– С. 21–29.

### **ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ФІРМОВОГО СЕРВІСУ АВТОМОБІЛІВ**

Цибульський В.А., Цибульська Е.І., Возруд О.М.

***Анотація*** - фірмове обслуговування автомобілів розглядається не тільки як найважливіша складова частина життєвого циклу автомобіля, але і як невід'ємна підсистема виробничо-господарської діяльності підприємства-виробника, розкрито показники якості фірмового сервісу.

### **INCREASE OF QUALITY OF THE CORPORATIVE SERVICE OF AUTOMOBILES**

V. Tsibulsky, E. Tsibulska, A. Vozrud

#### ***Summary***

**Corporative service of vehicles is considered not only as a vital part of the car life cycle, but also as an integral subsystem of industrial and economic activity of the manufacturer. Quality indicators of the corporative service are shown.**

УДК 662.76:629.331

## ДОБУВАННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЯ БІОГАЗУ З ВІДХОДІВ

Степаненко Д.С., к.т.н.,

*Мелітопольський державний педагогічний університет ім. Б.Хмельницького*

Проскурня Т.О., ст. викл.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена огляду способів отримання та утилізації біогазу з відходів.

**Ключові слова** – екологія довкілля, біопаливо, біогаз.

*Постановка проблеми.* Такі потрясіння, як енергетична криза 1973 року і Чорнобильська катастрофа 1986 року, змусили більшість країн переглянути свою енергетичну політику відносно темпів і перспектив використання поновлюваних джерел енергії.

Стало ясно, що недостатньо розвинути екологічно чисту енергетику тільки у своїй країні, коли сусідні країни продовжують будівництво й експлуатацію атомних об'єктів, подібних по надійності четвертому блоку Чорнобильської АЕС. Необхідно об'єднання зусиль вчених різних країн в галузі розвитку нетрадиційної енергетики.

Негативні тенденції розвитку традиційної енергетики обумовлені в основному наявністю двох факторів - швидким виснаженням природних ресурсів і забрудненням навколишнього середовища. За даними ООН, виснаження покладів вугілля передбачається в 2082-2500 роках [6].

Перспективні технології традиційної енергетики підвищують ефективність використання енергоносіїв, але не поліпшують екологічну ситуацію: теплове, хімічне й радіоактивне забруднення навколишнього середовища може привести до катастрофічних наслідків.

У зв'язку із цим виникає необхідність виявлення можливостей раціонального використання ресурсів традиційної енергетики з однієї сторони й розвиток науково-технічних робіт з використання нетрадиційних і поновлюваних джерел енергії - з іншої [2].

Всі енергетичні ресурси на Землі є в остаточному підсумку продуктами діяльності Сонця. Практично вся нетрадиційна енергетика - це перетворення й використання енергії Сонця прямими й непрямими методами.

Ефективним поновлюваним джерелом енергії є біомаса.

*Аналіз останніх досліджень.* Встановлено, що ресурси біомаси в різних видах є майже у всіх регіонах, і майже в кожному з них може бути налагоджена їх переробка в енергію й паливо.

На сучасному рівні за рахунок біомаси можна перекрити 6-10% від загальної кількості енергетичних потреб промислово розвинених країн [2,6].

Щорічно на Землі за допомогою фотосинтезу утворюється близько 120 млрд. т сухої органічної речовини, що енергетично еквівалентно більш 400 млрд. т нафти [5].

У цілому біомаса дає сьому частину світового об'єму палива, а по кількості отриманої енергії займає поряд із природним газом третє місце. З біомаси одержують в 4 рази більше енергії, ніж дає ядерна енергетика [1].

Виробництво біогазу дозволяє запобігти викидам метану в атмосферу. Метан впливає на парниковий ефект в 21 раз більш сильно, ніж  $\text{CO}_2$ , і перебуває в атмосфері 12 років. Уловлювання метану - кращий короткостроковий спосіб запобігання глобального потепління [6].

Встановлено, що: теплотворна здатність біогазу 5,0-5,5 тис.ккал/м<sup>3</sup> або 22 МДж/м<sup>3</sup>; при розкладанні 1 м<sup>3</sup> твердих побутових відходів виділяється до 1,5 м<sup>3</sup>/рік біогазу в перші 15-20 років. Потім інтенсивність його виділення різко скорочується; кількість електроенергії, яку можна одержати з 1 м<sup>3</sup> біогазу дорівнює 1,8 кВт-год [7].

У дійсний час існує багато проектів наукових і виробничих установ, що впроваджені у експлуатацію: проект інституту "Укркомундипрогрес" м. Харків (збору і утилізації біогазу з полігонів ТПВ) [8]; разом з московсько-голландською фірмою «Геополіс» підприємство «Еко-Самара» розробило оригінальний проект зі збору та утилізації біогазу на міському полігоні твердих побутових відходів «Преображенка». Робота була вкрай актуальна через вибухонебезпечність на полігоні [8]; ТОВ "Зорг Україна" (Київ) будує на м'ясокомбінаті ТОВ "Векка" (Одеська область) першу в країні установку з виробництва газу з відходів забійного цеху [8].

*Формулювання цілей статті.* У зв'язку з різким загостренням енергетичної кризи в Україні, а також погіршенням економічної обстановки, все більш актуальним стає вирішення питань залучення в народне господарство нетрадиційних джерел енергії, одним із яких є біогаз, що утворюється на смітниках і полігонах твердих побутових відходів (ТПВ) в результаті анаеробного розкладання органічних складових похованих побутових відходів.

Основними джерелами біогазу є такі фракції сміття як харчові відходи, папір, деревина, текстиль.

Відходи сільського господарства й харчової промисловості також дозволяють одержувати енергію.

*Метою* статті є огляд способів отримання та утилізації біогазу.

*Основна частина.* Біогаз - це газ, що утворюється метановим шумуванням біомаси. Розкладання біомаси на компоненти відбувається під впливом 3-х видів бактерій. У ланцюжку харчування наступні бактерії харчуються продуктами життєдіяльності попередніх. Перший вид - бактерії гідролізні, другий кислотоутворюючі, третій - метаноутворюючі. У виробництві біогазу беруть участь не тільки бактерії класу метаногенів, а всі три види.

Склад біогазу: 55-75% метану, 25-45%  $\text{CO}_2$ , незначні домішки  $\text{H}_2$  і  $\text{H}_2\text{S}$  [3]. Після очищення біогазу від  $\text{CO}_2$  виходить біометан. Біометан є повним аналогом природного газу. Відмінність тільки в походженні.

Сировиною для одержання є органічні відходи (гній, зернова й м'ясна післяспиртова барда, пивна дробина, буряковий жом, фекальні осади, відходи рибних і забійних цехів (кров, жир, кишки, канига), трава, побутові відходи, відходи молокозаводу - лактоза, молочна сироватка, відходи виробництва біодизеля - технічний гліцерин від виробництва біодизеля з рапсу, відходи від виробництва соків - жом фруктовий, ягідний, виноградна вижимка, водорості, відходи виробництва крохмалю й патоки - мезга й сироп, відходи переробки картоплі, виробництва чіпсів - очистки, шкурки, гнілі бульби.

Вихід біогазу залежить від вмісту сухої речовини й виду використаної сировини.

1. Технологія добування і утилізації біогазу полігонів твердих побутових відходів (ТПВ).

Склад біогазу, отриманого при розкладанні ТПВ, такий: метан (60%); вуглекислий газ (36%); водень (0,7%); сірководень (1-2%); азот (1,5%); ароматичні вуглеводні (0,5%); галогено-ароматичні вуглеводні (0,2%) [3].

Площадка складування (полігон), заповнена твердими побутовими відходами, є біохімічним реактором, де при анаеробному розкладанні органічних компонентів утворюються метаноутримуючі гази - «біогаз».

У більшості розвинених країн світу наявність системи збору й утилізації біогазу є обов'язковою вимогою при будівництві полігонів ТПВ.

При відсутності на полігонах ТПВ газозбірної системи біогаз, що утворюється при розкладанні відходів, потрапляє в навколишнє середовище, заражаючи його шкідливими для людини, тварин і рослин речовинами.

При концентрації біогазу в повітрі понад 15%, воно може самозайнятися й вибухнути [3]. Наслідки вибухів самі різні, але всі вони викликають необхідність відбудовних робіт. Для запобігання цих явищ, і для одержання нетрадиційного поновлюваного джерела енергії пропонується витягати біогаз з полігона ТПВ й утилізувати його як моторне паливо у



двигунах-генераторах, а також використовувати його в котельнях для одержання тепла для потреб госп. двору полігону ТПВ.

Організується мережа вертикальних газодренажних свердловин, які з'єднуються лініями газопроводів. Компресорна установка створює в газопроводі розрідження, необхідне для транспортування газів. У такий спосіб газ подається до блоку компримірування (стискання) й, далі, до блоку утилізації.

До споживача направляється готовий продукт у вигляді тепла або електроенергії.

Як приклад збору й утилізації біогазу полігону ТПВ, пропонується проект інституту "УкркомунНДІпрогрес" (м. Харків) [8].



Рис. 1. Блок-схема установки для видобутку й утилізації біогазу

Біогаз, що утворився в товщі похованих на полігоні ТПВ, витягається через спеціально пробурені свердловини за допомогою вакуум-насосів і по системі трубопроводів надходить у газозбірні пункти й потім через вологовідділювач і установку очищення в газорегуляторну установку й далі на утилізацію.

До складу комплексу споруджень входять: група газозбірних свердловин; газозбірні пункти із запірною-регулюючою й контрольно-вимірювальною апаратурою; насосна станція з водокільцевими вакуум-насосами в якій розміщені й вологовідділювачів й адсорбери; будівля двигун-генераторної, де виробляється з біогазу електроенергія; газорегуляторна установка.

Всі спорудження, крім свердловин і газозбірних пунктів, розташовуються за межами зони складування ТПВ на території подвір'я.

Для збору й відведення біогазу з товщі ТПВ на полігоні буровим способом споруджують свердловини із кроком 30 м по всій площі полігона, які з'єднуються між собою трубопроводами.

Свердловини буряться на всю глибину шару складованих відходів до протифільтраційного екрана. У якості газовідвідних труб використовуються перфоровані поліетиленові труби. Отвори або пропили розташовуються в шаховому порядку. Верхня частина труби довжиною 1,5 - 2,0 м повинна бути суцільною, без перфорації. Нижня частина свердловини засипається щебенями великих фракцій, потім в неї опускається труба.

Простір між трубою й стінкою свердловини засипається щебенями. Площа навколо свердловини радіусом 1,5 - 2,0 м ізолюється шаром глини товщиною 0,3 - 0,4 м.

Устя свердловини обладнується залізобетонною плитою і камерою, у якій розташовується запірно-регулюючі арматури й пробовідбірник для контролю хімічного складу біогазу.

Зі свердловини біогаз по магістральному трубопроводу, що об'єднує до 9 свердловин, надходить до газозбірних пунктів. Свердловина підключається до магістрального газопроводу за допомогою гумовотканинного рукава. Насосна станція (дегазаційна установка ДУ) призначена для добування біогазу з товщі сміття шляхом відсмоктування через свердловини й забезпечує його стабільне надходження на установку утилізації. Вакуум-насоси виготовлені з електродвигунами у вибухобезпечному виконанні. Вакуум-насоси створюють у системі трубопроводів незначне зниження тиску (близько 10 см водяного стовпа), достатнє для того, щоб газ дифундував зі сміттевої товщі в газозбірники й на подолання місцевих опорів газопроводів.

У будівлі насосної встановлені вологовідділювачі й установка для очищення біогазу (адсорбер і фільтр).

Вологовідділювач – це горизонтальна циліндрична ємність із попереочними перегородками. За рахунок різкого зменшення швидкості газового потоку, волога осаджується на пластинах, стікає в нижню частину ємності й періодично видаляється.

Очищення біогазу відбувається в адсорберах - вертикальних циліндрах зі знімною кришкою. Усередині знаходяться контейнери, у які завантажуються сорбент. Швидкість руху біогазу через шар сорбенту 5 -7 мм/с; час контакту газу із сорбентом - 5 хв.

Для згладжування нерівномірності надходження й споживання біогазу служить газорегуляторна установка (резервуари-накопичувачі) з регуляторами тиску газу.

2. Переробка біомаси (органічних сільськогосподарських і побутових відходів) метановим шумуванням з одержанням біогазу [5].

У нетрадиційній енергетиці особливе місце займає переробка біомаси (органічних сільськогосподарських і побутових відходів) метановим шумуванням з одержанням, біогазу, що містить близько 70% метану, і знезаражених органічних добрив. Надзвичайно важлива утилізація біомаси в сільському господарстві, де на різні технологічні потреби витрачається велика кількість палива й безупинно зростає потреба у високоякісних добривах. Усього у світі в дійсний час використовується або розробляється біля 60 різновидів біогазових технологій [7].

Дуже важливим достоїнством процесу переробки біомаси є те, що в його відходах утримується значно менше хвороботвірних мікроорганізмів, ніж у вихідному матеріалі.

Одержання біогазу економічно виправдано і є кращим при переробці постійного потоку відходів (стоки тваринницьких ферм, боєнь, рослинних відходів і т.д.). Економічність полягає в тому, що відсутня потреба в попередньому зборі відходів, в організації й управлінні їхньою подачею; при цьому відомо, скільки й коли буде отримано відходів.

Переробка відходів на біогазових установках дозволяє одержати: біогаз, електроенергію, тепло, біодобрива, утилізацію або очищення, паливо для автомобілів.

Біогаз, що утворюється у процесі шумування з біовідходів, може використовуватися як і звичайний природний газ для обігріву, виробітку електроенергії. Його можна стискати, використовувати для заправлення автомобіля, накопичувати, перекачувати.

Із 1 м<sup>3</sup> біогазу можна виробити 2 кВт·год електроенергії. Електрика утворюється без перепадів, як у суспільній мережі. Для роботи когенераційної установки біогаз очищається від сірки й вологи. В установці від охолодження електрогенератора виробляється тепло без додаткового спалювання газу.

Тепло можна одержувати при охолодженні двигуна в когенераційній установці (обладнання для комбінованого виробництва електроенергії й тепла). Так само біогаз можна просто спалювати. Як варіант, тепло може використовуватися для приведення в дію випарників рефрижераторів, для обігріву приміщень, технологічних цілей, одержання пари.

Переброжена маса - це екологічно чисті рідкі й тверді добрива (біогумус).

Біогазова технологія дозволяє прискорено одержати за допомогою анаеробного зброджування натуральне біодобриво, що містить біологічно активні речовини й мікроелементи. Основною перевагою біодобрив у порівнянні із традиційними добривами, є форма, доступність і збалансованість всіх елементів живлення, високий рівень гуміфікації органічної речовини.

Органічна речовина служить потужним енергетичним матеріалом для ґрунтових мікроорганізмів, тому після внесення в ґрунті відбувається активізація азотофіксуючих і інших мікробіологічних процесів.

Фактори, перераховані вище, позитивно впливають на ґрунт, поліпшують його фізико-механічні властивості, і як наслідок при використанні збалансованих біодобрих після біогазової установки, урожайність підвищується на 30-50% [4].

Біогаз після очищення від  $\text{CO}_2$  - це метан, яким заправляють автомобілі. Для заправки автомобілів встановлюється додаткова система очищення біогазу до біометану. Після такого очищення, отриманий газ - це аналог природного газу (90-95% метану  $\text{CH}_4$ ), тільки різниця в його походженні. Таким метаном можна й варто заправляти техніку.

Сьогодні вже існує величезна мережа метанових заправних станцій. В умовах подорожчання дизельного палива використання метану стає більш вигідним. За своїми характеристиками 1 м<sup>3</sup> метану - еквівалент 1 л солярки [1].

При очищенні біогазу на тому ж обладнанні, крім метану, виходить  $\text{CO}_2$ , який залежно від потреб можна одержати в газоподібному або зрідженому стані. Цей газ є товаром і теж іде в прибуток.

Біогазова установка - це сама активна система очищення.

Будь-які інші системи очищення споживають енергію, а не виробляють. Продукти будь-якої системи очищення потрібно ще продавати, а продукт біогазової установки потрібний підприємству самому.

Оскільки процес відбувається без доступу повітря (ферментатори повністю герметичні), то запахи при переробці не поширюються.

Біогазова установка дозволяє усунути основну масу забруднюючих органічних речовин, тому після установки відходи не мають огидного специфічного запаху.

Після звичайних систем очищення відходи так і залишаються відходами. Після біогазової установки - це високоякісні добрива.

Одержання біогазу, можливе в установках самих різних масштабів, особливо ефективно на агропромислових комплексах, де існує можливість повного екологічного циклу.

Принцип роботи біогазової установки розглянемо прикладі установки ZORG™.

Рідкі біовідходи перекачуються на біогазову установку фекальними насосами по бардопроводу або трубопроводу гноєвидалення. Рідкі відходи попадають не прямо в реактор, а в попередню ємність. У цій ємності відбувається гомогенізація маси й підігрів (іноді охолодження) до необхідної температури. Звичайний об'єм такої ємності на 2-3 дня.

Тверді відходи (наприклад, гній) доставляються по транспортній стрічці, а із сховища гною - трактором. Тверді відходи можуть

завантажуватися в ємність із рідкими відходами й перемішуватися з ними. Або тверді відходи завантажуються в спеціальний шнековий завантажник.

З ємності гомогенізації й завантажника твердих відходів біомаса (гній або барда) надходить у реактор (інша назва біореактор, метантенк, ферментатор). Реактор є газонепроникним, повністю герметичним резервуаром з кислотостійкого залізобетону. В середині реактора (метантенка, ферментатора) підтримується фіксована для мікроорганізмів температура. Температура в реакторі мезофільна (30-41°C). В окремих випадках застосовуються реактори з термофільним режимом (близько 55°C).

Перемішування біомаси усередині реактора провадиться декількома способами. Спосіб перемішування вибирається залежно від типу сировини, вологості й інших параметрів. Термін служби реактора більш 25-30 років. Підігрів реактора ведеться теплою водою.

Якщо біогазова установка комплектується когенераційною установкою (теплоелектрогенератором), то вода від охолодження генератора використовується для підігріву реактора. Вода спеціально підготовлена й рециркуляційна.

У зимовий період для роботи біогазової установки потрібно до 70% вторинного тепла, відведеного від теплоелектрогенератора. У літній період - близько 10%.

Якщо біогазова установка працює тільки на виробництво газу, тоді тепла вода береться від спеціально встановленого водогрійного казана. Витрати теплової й електричної енергії на потреби самої установки становлять від 5 до 15% всієї енергії, що дає біогазова установка.

Середній час гідравлічного відстоювання усередині реактора (залежно від субстратів) - 20-40 днів. Протягом цього часу органічні речовини усередині біомаси метаболізуються (перетворюються) мікроорганізмами (для кукурудзяного силосу період шумування складає 70-160 днів). Період шумування визначає об'єм реактора.

Всю роботу із шумування відходів проробляють анаеробні мікроорганізми. У біореактор мікроорганізми вводяться один раз при першому запуску. Далі ніяких добавок мікроорганізмів і додаткових витрат не потрібно.

У гної мікроби присутні й потрапляють у нього ще з кишечника тварин. Ці мікроорганізми корисні й не приносять шкоди людині або тваринам. До того ж реактор - це герметична система. Тому реактори, а точніше їх назвати ферментерами, розташовуються в безпосередній близькості від ферми або виробництва.

На виході маємо два продукти: біогаз й біодобрива (компостируваний і рідкий субстрат).

Біогаз зберігається в ємності для зберігання газу - газгольдері. Тут у газгольдері вирівнюються тиск і склад газу. Термін служби газгольдера

15 років. Газгольдер герметично накриває реактор зверху. Над газгольдером накривається додатково тентове накриття. У простір між газгольдером і тентом накачується повітря для створення тиску й теплоізоляції. Запас об'єму газгольдерів звичайно на 0,5-1 день.

З газгольдера йде безперервна подача біогазу в газовий або дизель-газовий теплоелектрогенератор. Тут уже виробляється тепло й електрика. Великі біогазові установки мають аварійні смолоскипові установки на той випадок, якщо двигун/двигуни не працюють і біогаз треба спалити. Газова система може містити в собі вентилятор, конденсатовідводчик, десульфурізатор і т.п.

Всією системою управляє система автоматики. Система контролює роботу насосної станції, мішалок, системи підігріву, газової автоматики, генератора. Для управління досить усього 2 чол.-год на день. Ця людина веде контроль за допомогою звичайного комп'ютера. Після двотижневого навчання на установці може працювати людина без особливих навичок, тобто після училища.

Маса, що перебродила, - це біодобрива, готові до використання. Рідкі біодобрива відділяються від твердих за допомогою сепаратора й зберігаються в ємності для зберігання біодобрив. З ємності зберігання рідких добрив насосами маса перекачується в бочки-причепи й вивозиться на поля або на продаж. Як варіант можлива комплектація біогазової установки лінією фасування й упакування біодобрив у склянки по 0,3; 0,5, 1,0 л.

Тверді добрива зберігаються на спеціальній ділянці. Якщо біодобрива не представляють ніякого інтересу для власника й потрібно позбутися від рідкого субстрату, тоді біогазова установка комплектується пристроями з додатковими ступенями очищення.

*Висновки.* Ефективне управління переробкою відходів дозволяє не тільки запобігти деградації й знищення природних комплексів, але й оздоровити соціально-економічну ситуацію в регіоні. Грамотне управління відходами спричиняє: поліпшення екологічної обстановки й здоров'я населення; створення нових підприємств і додаткових робочих місць; скорочення відчуження земель під смітники.

Біогазову установку доцільно будувати:

1. Сільськогосподарським підприємствам: свинофермам; фермам КРХ; птахофабрикам; рослинницьким підприємствам; підприємствам змішаного типу.

2. Переробним підприємствам: спиртовим і біоетанольним заводам; пивоварним заводам; цукровим заводам; м'ясокомбінатам; ветеринарно-санітарним заводам; крохмальнопаточним заводам; заводам з виробництва дріжджів; молокозаводам; хлібобулочним комбінатам; заводам з виробництва чіпсів і переробці картоплі; виробникам соків і консервів; виноробам; рибним цехам.

3. Тепличним господарствам.

4. Виробникам біодизеля.
5. Сміттепереробним підприємствам.
6. Комунальним підприємствам, міським очисним спорудженням.

#### Література

1. *Пережудов С.* Банк отходов / *С. Пережудов* // Агротехника и технологии. - 2009. - №10. - С.56-60.
  2. Отчет по проекту «Оценка потребностей местных сообществ» в Министерство природных ресурсов и охраны окружающей среды / *Р. Сабитов.* - Август, 2001. – С. 3.
  3. *Тодорова Н.* Энергия... из мусорной кучи? / *Н. Тодорова* // Казахстанская правда.- 2001.- № 192.
  4. Управление сельскохозяйственными отходами в Украине (Украина) / Национальный отчет (2000-2008).
  5. Экологические системы // Электронный журнал энергосервисной компании. - 2008.- №2.
- Интернет-ресурси:
6. <http://www.ecologylife.ru> .
  7. [www.ecologylife.ru/utilizatsiya-2003](http://www.ecologylife.ru/utilizatsiya-2003) .
  8. [www.rav.com.ua/ru/news/company/archive/2008-/22](http://www.rav.com.ua/ru/news/company/archive/2008-/22) .

### **ДОБЫВАНИЕ И УТИЛИЗАЦИЯ БИОГАЗА ИЗ ОТХОДОВ**

Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.

**Аннотация** – в работе рассматриваются способы получения и утилизации біогазу из отходов.

### **RECEIVING AND UTILIZATION OF BIOGAS FROM WASTE**

D. Stepanenko, T. Proskoornya

#### *Summary*

**The review of methods of receiving and utilization of biogas from waste is considered in the present paper.**

УДК 634.23: 631.56: 537.523.3

**ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ  
ЕЛЕКТРОІОНІЗАЦІЇ ПОВІТРЯ, ЗАСТОСОВУВАНОВОГО ДЛЯ  
ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДІВ ЧЕРЕШНІ СВІТЛОГО СОРТУ  
ДАЧНИЦЯ**

Степаненко Д.С., к.т.н.,  
Мелітопольський державний педагогічний університет  
ім. Б.Хмельницького  
Проскурня Т.О., ст. викл.,  
Мілаєва В.О., магістр\*  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена можливості використання методу багатокритеріальної оптимізації при обґрунтуванні режиму електроіонізації повітря, застосовуваного для зберігання плодів черешні світлого сорту Дачниця.

**Ключові слова** – математичні методи, аналіз, оптимізація, задачі прийняття рішень.

*Постановка проблеми.* При обробці експериментальних даних у наукових дослідженнях найчастіше використовують статистичні методи, в основі яких лежать уявлення й методи теорії ймовірностей - розділу математики, що вивчає випадкові явища, для яких результат не може бути передвіщений однозначно. У теорії ймовірностей використовуються методи аналізу випадкових подій і величин на основі вихідних ймовірностей, а завдання математичної статистики полягають у тому, щоб на основі отриманих експериментальних даних, які в цілому змінюються непередбаченим образом отримати надійні висновки щодо основних параметрів моделі. Результат вимірювання є випадковою величиною, що задається безліччю можливих значень [4].

Задача прийняття рішень надзвичайно гостро стоїть перед науковими робітниками, які завжди стоять перед вибором найкращого (найбільш дешевого, якісного...) рішення з множини існуючих альтернатив. Пошук оптимальних умов є однією з найбільш розповсюджених науково-технічних задач.



Найбільш часто використовуваним засобом підтримки пошуку ефективних рішень складних проблем є математичні методи оптимізації.

Вони виникають у той момент, коли встановлена можливість проведення процесу і необхідно знайти найкращі (оптимальні) умови його реалізації. При цьому необхідно завжди чітко формулювати, в якому сенсі умови повинні бути оптимальними. Цим визначається вибір мети досліджень. Задачі, сформульовані таким чином, називаються задачами оптимізації, а процес їх вирішення – оптимізацією.

У найбільш загальному значенні теорія прийняття оптимальних рішень являє собою сукупність математичних і чисельних методів, орієнтованих на знаходження найкращих варіантів з безлічі альтернатив, що дозволяють уникнути їхнього повного перебору.

Завдання проектування складних систем завжди багатокритеріальні, тому що при виборі найкращого варіанта доводиться враховувати багато різних вимог, пропонованих до системи, і серед цих вимог зустрічаються суперечні одна одній [4].

Застосуванням методів багатокритеріальної оптимізації, математичних і інструментальних методів економіки, включаючи статистику, економетрику, прогностику можна підтвердити обґрунтованість і вірогідність наукових положень, висновків і рекомендацій.

*Аналіз останніх досліджень.* Практична потреба суспільства в наукових основах прийняття рішень виникла з розвитком науки й техніки тільки в XVIII столітті. Початком науки "Теорія прийняття рішень" вважається робота Жозефа Луї Лагранжа з вирішення задачі: скільки землі повинен брати на лопату грабар, щоб його змінна продуктивність була найбільшою. Виявилось, що ствердження "бери більше, кидай далі" невірне. Бурхливе зростання технічного прогресу, особливо під час і після другої світової війни, ставило нові завдання, для розв'язання яких залучалися й розроблялися нові наукові методи. Можна виділити такі науково-технічні передумови становлення "Теорії прийняття рішень": подорожчання "ціни помилки". Чим складніше, дорожче, масштабніше планований захід, тим менше припустимі в ньому "вольові" рішення й тем важливіше стають наукові методи, що дозволяють заздалегідь оцінити наслідки кожного рішення, заздалегідь виключити неприпустимі варіанти й рекомендувати найбільш вдалі; прискорення науково-технічної революції. Життєвий цикл технічного виробу скоротився настільки, що "досвід" не встигав накопичуватися й було потрібно застосування більш розвиненого математичного апарата в проектуванні; розвиток ЕОМ. Розмірність і складність реальних інженерних завдань не дозволяло використовувати аналітичні методи.

Як часто буває, ця наука, з одного боку, стала певною галуззю інших більш загальних наук (теорія систем, системний аналіз, кібернетика й т.д.), а з іншого, стала синтезом певних фундаментальних більш приватних наук (дослідження операцій, оптимізація й т.д.), створивши при цьому й власні методології [3].

Широка опора системного аналізу на дослідження операцій приводить до таких його надомних розділів, як постановка завдань ухвалення рішення; опис безлічі альтернатив; дослідження багатокритеріальних завдань; *методи вирішення завдань оптимізації*; обробка експертних оцінок; робота з макромоделями системи.

Прикладами *задач оптимізації* може бути вибір оптимальних режимів обробки, оптимального складу багатокомпонентних сумішей, сплавів, підвищення продуктивності діючих установок, підвищення якості продукції, зниження витрат на її отримання та ін. [1-7].

Останнім часом все більшу увагу приділяють динамічним задачам багатокритеріальної оптимізації, у яких потрібно знайти ефективні рішення задач проектування динамічних систем. Методи аналізу таких задач можуть бути засновані на використанні методів оптимізації динамічних систем, основи яких були закладені Л.С. Понтрягіним і його школою, а також школами А.Б. Куржанського й Ф.Л. Черноусько, які розвиваються у нашій країні поряд зі школою Л.С. Понтрягіна, і методів у задачах багатокритеріальної оптимізації, розроблювальних школою П.С. Краснощокова. [6]. Відомі також методики багатокритеріального аналізу, які використовуються в технічних системах [7].

*Формулювання цілей статті.* Важливим достоїнством методу багатокритеріальної оптимізації є його універсальність, приналежність у великій більшості галузей дослідництва, що цікавлять сучасних науковців. Тому метою є обґрунтування оптимальний режим обробки негативними іонами плодів черешні світлозabarвленого сорту Дачниця при закладці їх на зберігання, при використанні даного методу.

*Основна частина.* Встановлення закономірностей, яким підлягають масові випадкові явища, засновано на вивченні методами теорії ймовірностей статистичних даних – результатів спостережень.

Задачі прийняття рішень можна розглядати наступним чином. Нехай є у наявності:

- декілька однотипних альтернатив (об'єктів, дій і т.п.);
- головний критерій (головна ціль) порівняння альтернатив;
- декілька груп однотипних факторів (окремих критеріїв, об'єктів, дій і т.п.), що впливають визначеним чином на відбір альтернатив.

Необхідно кожній альтернативі поставити у пріоритет (число) – отримати рейтинг альтернатив. При чому, чим більш краща альтерна-

тива по вибраному критерію, тим значніший її пріоритет. Прийняття рішень ґрунтується на величинах пріоритетів.

Після того, як зроблено вибірку і стали відомі її статистичні дані (варіанти, елементи і т.п.), виникає необхідність представити ці дані у вигляді, зручному для рішення даної задачі. На практиці використовують багато різноманітних видів представлення статистичних даних (текстовий, табличний, графічний види, варіаційний ряд).

Якщо при статистичній обробці сукупність байдужно в якій послідовності записувати дані, то буває зручним розмістити ці дані (варіанти) у відповідності з їх значенням або по зростанню (сукупність, що не убиває), або по убиванню (сукупність, що не зростає). Цей процес називається ранжируванням. А місце кожної варіанти у ранжируваному ряді називається рангом.

Послідовність варіант, записана у порядку зростання (убивання) називається ранжируваним рядом.

В основі математичного методу багатокритеріальної оптимізації покладено використання механізму прийняття рішень за багатьма критеріями, які дозволяють виключити вплив одиниць виміру показників властивостей досліджуваних продуктів сільськогосподарського виробництва, а також вплив величин інтервалів допустимих значень кожного показника на оптимальний варіант (цільову функцію) [1,2].

Визначення узагальненого параметра оптимізації пов'язано із створенням єдиного признака, що кількісно визначає функціонування досліджуваного об'єкта з багатьма вихідними параметрами. Кожний вихідний параметр – відгук – має свій фізичний смисл, свою розмірність. Щоб поєднати різні відгуки, необхідно ввести для всіх них штучну метрику і вибрати правило комбінування вихідних відгуків у узагальнений показник. Єдиного правила не існує, тут можна йти різними шляхами і вибір їх неформалізований [2,7].

Обґрунтуємо вибір оптимального варіанту електроіонізації повітря, застосовуваного для зберігання плодів черешні світло забарвленого сорту Дачниця.

Досліджуваними показниками плодів черешні, які характеризують якість продукту наприкінці періоду зберігання, є: органічні кислоти, цукри, інтенсивність дихання, які ми будемо вважати критеріями ( $A_j$ ).

Позначимо:

- вміст у плодах черешні органічних кислот -  $A_1$ ; цукрів -  $A_2$ ; інтенсивність дихання -  $A_3$ .

-  $f_j^+ \rightarrow \backslash f_j$  – перевід значення зазначених показників в безрозмірні величини (де  $f_j$  - несумірні за значенням критерії  $A_j$ ;  $\backslash f_j$  – безрозмірні величини).

Для виключення впливу одиниць вимірювання показників плодів, що перебувають на зберіганні, проводимо операцію нормування, яка дозволить перевести значення показників у безрозмірні величини, тобто

$$f_j \rightarrow \backslash f_j$$

де  $f_j$  - несумірні за значенням критерії  $A_j$ ;

$\backslash f_j$  – безрозмірні величини.

Для цього необхідно встановити максимальне  $f_j^+$  та мінімальне  $f_j^-$  значення  $j$ -го критерію досліджуваного сорту плодів  $x_i$ .

1. Встановлення максимального та мінімального критеріїв досліджуваного сорту плодів (у визначених одиницях вимірювання) з урахуванням індивідуальних допусків (чисельні значення дослідних результатів табл. 1):

$$f_j^- = f(x_i)_{\min} - 5\%;$$

$$f_j^+ = f(x_i)_{\max} + 5\%,$$

де  $f(x_i)_{\min}$  – мінімальне значення критерію  $A_j$ ;

$f(x_i)_{\max}$  - максимальне значення критерію  $A_j$ ;

5% - допустима похибка досліду (у практичних дослідженнях застосовується найбільш часто [3]).

Приклад розрахунку для вмісту органічних кислот у плодах черешні:

$$f_1^- = 0,09 - 0,05 = 0,04;$$

$$f_4^+ = 0,29 + 0,05 = 0,34;$$

Приклад розрахунку для вмісту загального цукру у плодах черешні:

$$f_1^- = 4,16 - 0,05 = 4,11;$$

$$f_2^+ = 7,96 + 0,05 = 8,01;$$

Приклад розрахунку для інтенсивності дихання плодів черешні:

$$f_3^- = 36,2 - 0,05 = 36,15 ;$$

$$f_2^+ = 49,8 + 0,05 = 49,85;$$

2. Оптимальне значення  $j$ -го критерію встановлюється, виходячи з такого правила:

- якщо оціночний критерій  $f_j$  наближається до мінімального значення, тобто  $f_j^{opt} \rightarrow \min$ , то  $f_j^{opt} = f_j^-$ ;

- якщо оціночний критерій  $f_j$  наближається до максимального значення, тобто  $f_j^{opt} \rightarrow \max$ , то  $f_j^{opt} = f_j^+$ ;

У нашому випадку

$$\begin{aligned} f_1^{opt} &\rightarrow \max; \\ f_2^{opt} &\rightarrow \max; \\ f_3^{opt} &\rightarrow \min. \end{aligned}$$

Наближення оптимального значення  $j$ -го критерію ( $f_j^{opt} \rightarrow \min$ ;  $f_j^{opt} \rightarrow \max$ ) враховується при виборі формул для проведення операції нормування.

Якщо  $f_j^{opt} \rightarrow \min$ , то операція нормування відбувається за формулою:

$$\backslash f_j(x_i) = \frac{(f_j^+ - f_j(x_i))}{(f_j^+ - f_j^-)} \quad (1),$$

якщо  $f_j^{opt} \rightarrow \max$ , то операція нормування відбувається за формулою:

$$\backslash f_j(x_i) = \frac{(f_j(x_i) - f_j^-)}{(f_j^+ - f_j^-)}, \quad (2)$$

де  $\backslash f_j(x_i)$  – значення  $j$ -го критерію в нормованому вигляді для визначеного режиму іонізації повітря;

$f_j(x_i)$  – значення  $j$ -го критерію для визначеного режиму іонізації повітря в одиницях виміру;

$[f_j^+; f_j^-]$  – область допустимих значень  $j$ -го критерію іонізації повітря.

Для критеріїв  $A_1, A_2$ ,  $f_1^{opt} \rightarrow \max$ , тому для розрахунків використовуємо формулу (2):

$$\backslash f_1(x_1) = \frac{(0.29 - 0.04)}{(0.34 - 0.04)} = 0.83;$$

Аналогічно проводяться розрахунки для всіх наведених варіантів і результати зводяться у таблицю 2.

Для критерію  $A_3$ ,  $f_1^{opt} \rightarrow \min$ , тому для розрахунків використовуємо формулу (2):

$$\backslash f_3(x_1) = \frac{(49.85 - 36.2)}{(49.85 - 36.15)} = 0.996;$$

Аналогічно проводяться розрахунки для всіх наведених варіантів і результати заносяться у таблицю 2.

При рішенні поставленої задачі використовуємо математичну модель об'єкта дослідження, під якою будемо розуміти рівняння, що пов'язує параметр оптимізації з факторами. Це рівняння у загальному вигляді можна представити як  $y = \varphi(x_i)$ .

Переходимо до визначення значень цільової функції  $\varphi(x_i)$  (оптимальний режим електроіонізації повітря):

$$\varphi(x_i) = \sum_{j=1}^n |f_j(x_i) - f_j(x'')| \rightarrow \min, \quad \text{де} \quad 0 \leq f_j(x_i) \leq 1; \quad (3)$$

$$f(x'') = 1 \quad (\text{приймаємо, це доведено математично})$$

де  $\varphi(x_i)$  – цільова функція  $i$ -го режиму;

$n$  – кількість критеріїв;

$f_j(x_i)$  – значення  $j$ -го критерію в нормованому вигляді для  $i$ -го режиму;

$f_j(x'')$  – значення  $j$ -го критерію в нормованому вигляді для кращого режиму;

$x''$  – кращий режим (з оптимальними значеннями критерію).

Вибір кращого режиму іонізації повітря визначається з умов найбільшого наближення її цільової функції  $[\varphi(x_i)]$  до цільової функції кращої концентрації  $[\varphi(x'')]$ , яка дорівнює нулю (приймаємо, доведено математично).

Визначення значень цільової функції  $\varphi(x_i)$  для 1 режиму електроіонізації (5000 В; 5 хв.) за формулою (3):

$$\varphi(x_1) = \sum_{j=1}^7 |0.83 - 1| + |0.996 - 1| + |0.987 - 1| = 0.187$$

Чим менша величина цільової функції концентрації  $\varphi(x_i)$ , в діапазоні значень критеріїв досліджуваних режимів, тим краще.

На цьому принципі заснована побудова ранжируваного ряду (ранг – це кількісна оцінка параметру оптимізації, яка носить умовний (суб'єктивний) характер). У відповідність якісному признаку ставиться деяке число – ранг.

Для всіх наведених варіантів проводяться аналогічні розрахунки, і результати заносяться в табл. 2.

Таким чином, отримані данні для вибору оптимальних режимів електроіонізації повітря представляються у вигляді таблиці, де визначені критерії  $f_j$ , які характеризують властивості  $A_j$  представлені у безрозмірному вигляді та у шкалах.

Результатом наведеного розрахунку є побудова ранжируваного ряду у порядку убудання отриманих значень цільових функцій і вибір

оптимального режиму оброблення повітря, який проводиться за умов найбільшого наближення цільової функції до нуля, тобто за умов найбільшого наближення цільової функції до математичного виразу:

$$\varphi(x_j) \rightarrow \varphi(x'')=0.$$

Таблиця 1

Показники плодів черешні сорту Дачниця, оброблених ЕПП  
(25-а доба зберігання)  $M \pm m$ ,  $n=5$

Режими обробки		Біохімічні показники плодів		
		Титруєма кислотність, %	Загальний цукор, %	Інтенсивність дихання, мг CO <sub>2</sub> /кг/ год
Контроль (15-а доба зберігання)		0,22±0,20	48,2±0,25	4,62±0,61
X <sub>1</sub>	5000 В; 5 хв.	0,29±0,021	7,96±0,234	36,2±0,231
X <sub>2</sub>	5000 В; 10 хв.	0,18±0,034	6,34±0,351	47,6±0,621
X <sub>3</sub>	5000 В; 20 хв.	0,13±0,121	4,81±0,472	44,0±0,511
X <sub>1</sub>	10000 В; 5 хв.	0,14±0,068	5,16±0,621*	49,8±0,324
X <sub>2</sub>	10000 В; 10 хв.	0,11±0,098	4,98±0,322*	47,1±0,144
X <sub>3</sub>	10000 В; 20 хв.	0,09±0,063	4,16±1,411*	49,1±0,471

\* Розходження достовірні при порівнянні з контролем  $p < 0,05$ .

Таблиця 2

Узагальнююча таблиця математичних розрахунків для вибору оптимального режиму електроіонізації повітря для обробки плодів черешні сорту Дачниця перед закладенням на тривале зберігання

Режим обробки	Показники плодів (критерії $A_j$ )							Ранг
	Титр. кислоти		Цукри		Інтенсивність дихання		Значення цільових функцій $\varphi(x_j)$	
	$f_1$ (%)	$\sqrt{f_1}$	$f_2$ (%)	$\sqrt{f_2}$	$f_3$ мг $\text{CO}_2$ / кг/ год	$\sqrt{f_3}$		
<b>Контроль</b>	<b>0,22</b>	<b>0,382</b>	<b>48,2</b>	<b>0,101</b>	<b>4,62</b>	<b>0,012</b>	<b>2,505</b>	<b>7</b>
5000 В; 5 хв	0,29	0,830	36,2	0,996	7,96	0,987	0,187	<b>1</b>
5000 В; 10 хв	0,18	0,467	47,6	0,164	6,34	0,572	1,797	<b>2</b>
5000 В; 15 хв	0,13	0,300	44,0	0,427	4,81	0,179	2,094	<b>3</b>
10000 В; 5 хв	0,14	0,333	49,8	0,004	5,16	0,269	2,394	<b>5</b>
10000 В; 10 хв	0,11	0,233	47,1	0,201	4,98	0,223	2,333	<b>4</b>
10000 В; 15 хв	0,09	0,166	49,1	0,055	4,16	0,013	2,766	<b>6</b>

*Висновки.* Результати наведених розрахунків дають можливість математично обґрунтувати вибір оптимального режиму іонізації повітря електричним струмом коронного розряду для обробки ним плодів черешні світлого сорту Дачниця при закладенні їх на зберігання.

Отриманий у результаті розрахунків ранжируваний ряд має наступний вигляд (у порядку погіршення отриманих результатів): 10000 В, 15 хв; 10000 В, 5 хв.; 10000 В, 10 хв.; 5000 В, 15 хв.; 5000 В, 10 хв.; 5000 В, 5 хв.

Кращий результат зберігання плодів черешні, отриманий нами, показав, що оптимальним режимом електроіонізації повітря є напруга 5000 В при експозиції 5 хв.

#### Література

1. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента / Ю.П. Адлер.- М.: Металлургия, 1969.- 243 с.
2. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский.- М.: Наука,



1976.- 279 с.

3. *Ахназарова С.Л.* Оптимизация эксперимента в химии и химической технологии / *С.Л. Ахназарова, В.В. Кафаров.*- М.: Высшая школа, 1978.- 241 с.

4. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей / *Е.С. Вентцель.*- М.: Наука, 1971.- 314 с.

5. *Доспехов Б.А.* Методика полевого опыта / *Б.А. Доспехов.*- М.: Агропромиздат, 1985.- 352 с.

6. Применение математических методов для исследования многокомпонентных систем. / под ред. *И.Г.Зедгенидзе* и др. – М.: Металургія, 1974.- 352 с.

7. *Соболь И.М.* «Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями» / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников.*- М.: Агропромиздат, 1985. – 112 с.

### **ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА ЭЛЕКТРОИОНИЗАЦИИ ВОЗДУХА, ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ПЛОДОВ ЧЕРЕШНИ СВЕТЛОГО СОРТА ДАЧНИЦА**

Степаненко Д.С., Проскурня Т.О., Милаева В.А.

*Аннотация* – работа посвящена возможности использования метода оптимизации при обосновании режима электроионизации воздуха, применяемого для хранения плодов черешни светлого сорта Дачница.

### **SUBSTANTIATION OF THE OPTIMUM MODE OF ELECTROIONIZATION OF AIR APPLIED TO STORAGE OF FRUITS OF THE SWEET CHERRY OF A LIGHT GRADE 'DACHNITSA'**

D. Stepanenko, T. Proscornya, V. Millayeva

#### *Summary*

A paper considers a possibility of using the method of multi-criterion optimization at substantiation of a mode of the electroionization of air applied to storage of fruits of the sweet cherry of a light grade 'Dachnitsa'.

УДК 662.76:629.331

## ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ВИДІВ ПАЛИВА ДЛЯ АВТОМОБІЛІВ

Степаненко Д.С., к.т.н.,

*Мелітопольський державний педагогічний університет ім. Б.Хмельницького*

Проскурня Т.О., ст. викл.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – робота присвячена огляду основних альтернативних видів палива для автомобільного транспорту, зокрема біогазу.

**Ключові слова** – автомобільний транспорт, екологія довкілля, біопаливо, біогаз, біодизель.

*Постановка проблеми.* Природа – це цілісна система з безліччю збалансованих зв'язків. Порушення цих зв'язків приводить до зміни сталих у природі кругообігів речовин і енергії. Сучасним суспільством у виробництво й споживання залучається така кількість речовини й енергії, що у сотні разів перевершує біологічні потреби людини, що і є основною причиною сучасної екологічної кризи (високий рівень і швидке наростання антропогенного навантаження на навколишнє природне середовище).

Сьогодні виробнича діяльність людства пов'язана з використанням різноманітних природних ресурсів, що охоплюють більшість хімічних елементів. Посилення техногенного впливу на природне середовище породило ряд екологічних проблем. Самі гострі з них пов'язані зі станом атмосфери, гідросфери й літосфери [1,2].

Деякі «зміни», такі як забруднення повітря або води, можуть безпосередньо впливати на здоров'я й життєдіяльність організму. Інші чреваті непрямими ефектами, наприклад, викиди вуглекислого газу позначаються на кліматі, що у свою чергу відображається на виробництві продуктів харчування; зсуви в концентрації біогенів приводять до загибелі одних популяцій і бурхливому розмноженню інших [1,2].

У результаті нагромадження різних забруднень в атмосфері, у першу чергу фреонів, відбувається руйнування озонного шару, що охороняє земну поверхню від сонячної радіації. Забруднення, що надходять в атмосферу, з опадами повертаються на Землю й потрапляють у водойми й ґрунт. Стічними водами підприємств промисловості й агро-

промислового комплексу забруднюються ріки, озера й моря. Вважається, що у водойми потрапляє понад 500 тис. різних речовин [2]. Важкі метали – свинець, ртуть, цинк, мідь, кадмій, що потрапили у водойму, активно поглинаються тваринами й рибами, які або самі гинуть, або отруюють людей, що використовують їх у їжу.

Забруднення повітря впливає на людину й навколишнє середовище. Матеріальний збиток, викликуваний забрудненням повітря, важко оцінити, однак навіть за неповним даними він досить великий.

Існування людства в дійсний час немислиме без автомобіля, але за останні десятиліття ми остаточно переконалися, що автомобіль є першим винуватцем забруднення атмосферного повітря – одного з основних джерел життя на нашій Планеті.

При інтенсивній урбанізації й зростанні мегаполісів автомобільний транспорт став самим несприятливим екологічним фактором в охороні здоров'я людини й природного середовища в місті. Таким чином, автомобіль стає конкурентом людини за життєвий простір.

Автомобіль, поглинаючи настільки необхідний для протікання життя кисень, разом з тим інтенсивно забруднює повітряне середовище токсичними компонентами, що наносять відчутну шкоду всьому живому й неживому. Тому саме автомобіль є основним джерелом забруднення повітря. Рівень загазованості магістралей і приміагістральних територій залежить від інтенсивності руху автомобілів, ширини й рельєфу вулиці, швидкості вітру, долі вантажного транспорту й автобусів у загальному потоці й інших факторів. При інтенсивності руху 500 транспортних одиниць у годину концентрація окису вуглецю на відкритій території на відстані 30-40 м від автомагістралі знижується в 3 рази й досягає норми [2,4]. Розсіювання викидів автомобілів на тісних вулицях утруднено. У підсумку практично всі жителі міста зазнають на собі шкідливий вплив забрудненого повітря. На швидкість поширення забруднення й концентрацію його в окремих зонах міста значно впливають температурні інверсії. В основному, вони характерні для півночі європейської частини, Сибіру, Далекого Сходу й виникають, як правило, при штильній погоді (75% випадків) або при слабких вітрах (від 1 до 4 м/с) [2]. Інверсійний шар виконує роль екрана, від якого на землю відбивається факел шкідливих речовин, у результаті чого їхні приземні концентрації зростають у кілька разів.

*Аналіз останніх досліджень.* Встановлено, що на частку автотранспорту доводиться 60-90 відсотків від загальних об'ємів викидів забруднюючих речовин в атмосферу [2,4].

Основна причина забруднення повітря полягає в неповному і нерівномірному згорянні палива. Усього 15% його енергії витрачається на рух автомобіля, а 85% «летить на вітер» [4]. До того ж камери

згоряння автомобільного двигуна – це своєрідний хімічний реактор, що синтезує отруйні речовини й викидає їх в атмосферу.

Зі сполук металів, що входять до складу твердих викидів автомобілів, найбільш вивченими є сполуки свинцю. Це обумовлено тим, що сполуки свинцю, надходячи в організм людини й теплокровних тварин з водою, повітрям і їжею, найбільш шкідливо на нього впливають. До 50% денного надходження свинцю в організм припадає на повітря, у якому значну частку складають відпрацьовані гази автомобілів [2].

Рухаючись зі швидкістю 80-90 км/год, у середньому автомобіль перетворює у вуглекислоту стільки ж кисню, скільки 300-350 чоловік [2]. Але справа не тільки у вуглекислоті. Річний вихлоп одного автомобіля – це 800 кг окису вуглецю, 40 кг окислів азоту й більше 200 кг різних вуглеводнів [2]. У цьому наборі дуже підступний окис вуглецю. Через високу токсичність його припустима концентрація в атмосферному повітрі не повинна перевищувати 1 мг/м<sup>3</sup> [2].

Надходження вуглеводнів в атмосферне повітря відбувається не тільки при роботі автомобілів, але й при розливі бензину. За даними американських дослідників у Лос-Анджелесі за добу випаровується в повітря близько 350 тонн бензину. І винний у цьому не стільки автомобіль, скільки сама людина. Отже, основними викидами, що забруднюють повітря (дані викидів при пробігу автомобіля 20000 км) є свинець (Pb) – 0,775 кг, окисли азоту (NO<sub>x</sub>) – 40,75 кг, вуглеводні (HC) – 234 кг, чадний газ (CO) – 765 кг.

Під дією сонячного світла ці викиди перетерплюють хімічні перетворення, і список шкідливих речовин поповнюється низькорівневим (тропосферним) озonom O<sub>3</sub> і різноманітними токсинами фотохімічного походження.

У дійсний час йде боротьба з автомобільною небезпекою. Конструюються фільтри, розробляються нові види пального, що утримують менше свинцю. Скорочення добавок і перехід до безсвинцевого бензину породжує ряд технічних проблем. Отже, у перспективі можна усунути розсіювання свинцю ДВЗ. Але залишаться інші шкідливі компоненти – чадний газ, окисли азоту, канцерогенний бензопирен т.п.

*Формулювання цілей статті.* У дійсний час зменшення забруднення атмосферного повітря токсичними речовинами, виділюваними промисловими підприємствами й автомобільним транспортом, є однією з найважливіших проблем, що стоять перед людством.

Основні шляхи зниження екологічного збитку від транспорту полягають у метооптимізації руху міського транспорту і розробці **альтернативних** енергоджерел, загальний огляд яких є *метою* даної статті.

*Основна частина.* Двигун внутрішнього згоряння залишається основною рушійною силою автомобіля. У зв'язку із цим єдиний шлях

рішення енергетичної проблеми автомобільного транспорту - це створення альтернативних видів палива, які повинні задовольняти багатьом вимогам: мати необхідні сировинні ресурси, низьку вартість, не погіршувати роботу двигуна, якнайменше викидати шкідливих речовин, по можливості узгоджуватися зі сформованою системою постачання паливом і ін. Використання таких видів палива допоможе істотно знизити токсичність і негативний вплив автомобіля на навколишнє середовище.

Директива Ради Європейського Парламенту про сприяння використанню біопалива або іншого відновлюваного палива для транспорту орієнтує країни ЄС на збільшення використання альтернативних видів палива [4]. Серед них в першу чергу слід зазначити спирти, зокрема метанол і етанол, які можна застосовувати не тільки як добавку до бензину, але й у чистому виді. Їхні головні достоїнства - висока детонаційна стійкість і високих ККД робочого процесу, недолік - знижена теплотворна здатність, що зменшує пробіг між заправленнями й збільшує витрату палива в 1,5-2 рази в порівнянні з бензином. Крім того, через погану випаровуваність метанолу й етанолу утруднений запуск двигуна.

Використання спиртів як автомобільне паливо вимагає незначної переробки двигуна.

У якості альтернативного палива для автомобільних двигунів може застосовуватися біогаз, у якому міститься метан (в середньому 65%) і різні домішки ( $\text{CO}_2$ , волога та ін. - 35%), від чого залежить ефективність його використання [2,3].

Біогаз являє собою газ, основною складовою якого є метан, виділюваний мікроорганізмами, для яких органічні відходи є живильними. Він виділяється на смітниках, у болотах, каналізації, рисових полях, силосних ямах і колонах, тобто, скрізь, де відбувається мікробіологічне розкладання (ферментація) певних фракцій практично будь-яких твердих і рідких органічних відходів.

Так, наприклад, вихід біогазу з 1 т сухої речовини рослинних відходів і бур'янів для різних рослинних мас становить: для соломи пшеничної - 342; стебел кукурудзи - 420; соняшникового лушпиння - 300; бадилля картоплі - 420; бур'янистої рослинності - 500 м<sup>3</sup>. При цьому коефіцієнт перетворення органічних речовин у біогаз досягає 0,9 [1].

Біогаз із високою ефективністю може трансформуватися в інші види енергії. ККД його використання як палива на газогенераторах становить до 83% [1].

Також як і природний газ, перед застосуванням у двигуні внутрішнього згоряння біогаз піддається збагаченню (до рівня вмісту метану в газі 95%), очищенню, осушці й комприміруванню. Енергетичний еквівалент газу становить 9 - 10 кВт-год/куб.м [1,4].

На метані можуть працювати як карбюраторні, так і дизельні двигуни, але оскільки газ є високооктановим паливом, більш ефективним є його використання в дизельних двигунах.

Створення двигунів автотранспортних засобів, що працюють на газі з низькою теплою згоряння, як у біогазу, представляє певні труднощі. Тому доцільніше використовувати не біогаз, а одержуваний з нього біометан. Для цього з біогазу видаляють  $\text{CO}_2$  і інші домішки. Одержуваний газ має однорідну сполуку (біометан), що містить 90-97%  $\text{CH}_4$  з теплою згоряння 35-40 МДж/м<sup>3</sup>.

Біометан, як і інші газові палива, має низьку об'ємну концентрацію енергії. При нормальних умовах тепло згоряння 1 л біометану становить 33 - 36 кДж, у той час як тепло згоряння 1 л бензину становить 31400 кДж, тобто в 1000 разів більше, ніж у біометану. Тому біометан може застосовуватися в автомобілях як моторне паливо або в компримірованому (стислому), або в криогенному (зрідженому) стані [1].

Про застосування стислого біометану як моторного палива для автомобілів відомо давно. Восени 1946 року при випробному пробігу 18 газобалонних автомобілів по маршруті Берлін – Київ - Москва 5 автомобілів працювали на біометані, отриманому шляхом часткового очищення каналізаційного біогазу від  $\text{CO}_2$  і комприміруванням до 20 МПа. Згодом у ЧССР, США й ряді інших країн були проведені випробування автомобілів, переустаткованих для роботи на стислому каналізаційному біометані [1,3].

Фізико-хімічні й екологічні властивості очищеного біогазу й природного газу практично ідентичні, тому для них застосовується та сама паливна апаратура. Рівень шуму двигуна, що працює на біогазі, на 5 - 10 дБ(А) нижче, ніж у дизельного аналога. Є тільки одне розходження між природним газом і біогазом: при згорянні останнього в атмосферу викидається точно така ж кількість  $\text{CO}_2$ , що було з нього вилучено при переробці. Тому біогаз вважається абсолютно збалансованим біологічним паливом [1,3].

У дійсний час багато розвинених країн світу прикладають максимум зусиль щодо використання альтернативних видів палива.

Щоб стабілізувати й у перспективі поліпшити екологічну ситуацію муніципалітет шведської столиці прийняв політичне рішення про виробництво й використання в якості енергоносія і моторного палива біогазу.

Встановлено, що автобус, що працює на цьому виді палива, викидає в атмосферу за рік на 1,2 т менше оксидів азоту й на 9 т менше двоокисі вуглецю [2]. По екологічних характеристиках біогаз на 75% чистіше дизельного палива й на 50% чистіше бензину. Токсичність біогазу для людини на 60% нижче. Продукти його згоряння практично не

містять канцерогенних речовин. Вплив на руйнування озонового шару відпрацьованих газів двигунів, що працюють на біогазі, на 60–80% нижче, ніж у нафтових видів палива [2].

За «французьким варіантом» головним споживачем біопального є автотранспорт, зокрема автобуси, проїзд у деяких великих містах і в окремих провінціях на традиційному дизельному пальному заборонений. При цьому штрафи за недотримання норм викидів токсичних речовин пере вивисшують різницю вартості біодизелю (паливо метилефідизельної якості, яке виготовлене з рослинної або тваринної олії, і буде використовуватися в якості біопалива) і дизпалива. Виходячи з такої схеми, біодизель у Франції виробляється, в основному, централізовано на потужних установках – 5-10 тис. т/рік. Використання біодизеля здійснюється, як добавка до звичайної солярки із змістом до 5%.

За «німецьким варіантом» біодизель використовується у чистому вигляді переважно сільськогосподарськими виробниками у власній техніці.

Фермери або кооперативи фермерів вирощують ріпак, посівні площі якого сягають 10-12% орних земель, і на малопотужних установках виробляють з нього 300-3000 т/рік біопалива (рідке або газове паливо для транспорту, що виготовлене з біомаси).

З 2001 року уряд Німеччини надає кожному фермерові дотацію: близько 360 євро за кожний гектар, на якому вирощується ріпак з технічною метою. В країні надається перевага транспортним засобам, адаптованим для роботи на біопальному. В країні виробляється кілька марок дизельних двигунів для роботи на чистій ріпаковій олії та РМЕ. Головним постачальником таких двигунів є фірма Дойц-Фар. На сьогодні Німеччина забезпечує за рахунок ріпакової олії приблизно 5% своїх потреб у пальному. Близько 1500 автозаправних станцій продають понад 1,2 млн. т біопалива з ріпаку за рік [4].

Із урахуванням ситуації, яка склалася на енергетичному ринку України, а також не дуже райдужних перспектив у найближчому й віддаленому майбутньому, організація виробництва біодизеля в нашій країні видається вельми актуальною.

В найближчій перспективі вважається, що частка біопалива в загальних витратах пального становитиме 10% з подальшим нарощуванням потужностей. Розглядаються різні шляхи отримання біопалива.

Технологія одержання біогазу й переробки органічних відходів у високоякісне добриво шляхом анаеробного шумування, давно відома людству й успішно випробувана й застосовувана в ряді країн, здатна кардинально поліпшити економічні, екологічні й соціальні умови в сільському господарстві. Біогазові установки демонструють рекордну для технологічного обладнання окупність - не більше одного року.

Виробництво рідких видів палива із біомаси – один з ефективних способів її утилізації, що вкрай важливо для країн, залежних від імпорту первинних енергоносіїв. Це повною мірою стосується і України, забезпеченість якої власними енергоресурсами становить лише 20-25%, а стан довкілля потребує негайного покращення [4].

При промисловому виробництві біогазу відбуваються ті ж принципи, що й у природі, але тільки, як правило, в анаеробному (без доступу повітря) середовищі. При цьому в спеціальних біореакторах - так званих "метантенках" виробляють не тільки газ, але й органічні добрива.

На сучасному етапі розвитку людства міські смітники твердих побутових відходів стали джерелом біогазу. У помітних об'ємах біогаз добувається й утилізується в ряді розвинених західних країн. До їхнього числа належать США - 500, Німеччина - 400, Великобританія - 200, Нідерланди - 50, Франція - 40, Італія - 35 і Данія - 5 млн. м<sup>3</sup> [4].

У Китаї вже в 1999 р. діяли 7 млн. малих установок одержання біогазу. Ще на початку 70-х років тодішнє керівництво КНР наказало зробити "великий біогазовий стрибок". У результаті понад 60 відсотків усього автобусного парку країни, у тому числі близько 80% у сільській місцевості нині працюють на біогазі. Між іншим, виробництво біогазових і двопаливних двигунів у КНР було засекречено до кінця 1980-х років. Зате сьогодні Китай їх експортує, як і сам біогаз, більш ніж в 20 країн [1,2].

Об'єми річного газовидобутку й утилізації звалочного газу у світі становить приблизно 1,2 млрд. куб. м у рік, що еквівалентно 429 тис. т метану, або 1% його глобальної емісії [1].

Таким чином, об'єм газу, що витягається, незначний у порівнянні з об'ємом його утворення. Це відкриває широкі можливості для розвитку біогазу як галузі в цілому.

Ідея використання олії як палива з'явилася ще в 1895 році, коли Рудольф Дизель розробив концепцію використання олії у винайденому ним же дизельному двигуні.

Енергетика України поки що значною мірою базується на імпорті енергетичної сировини – нафти, газу, бензину – ціна на яку постійно зростає і ця тенденція буде посилюватися з року в рік, оскільки видобуток викопних джерел енергії скорочується і в найближчій перспективі запаси цих енергоносіїв будуть вичерпані. Застосування нових джерел енергії (водень, пряме перетворення сонячної енергії на електричну досить проблематичне і водночас економно не привабливе, особливо за широкомасштабного використання). Найближчим часом немає альтернативи рідкому паливу для автотранспорту. Тому в світі дедалі все більшу увагу приділяють пошуку використання як енергоресурсів поновлюваної енергії, накопиченої живою речовиною завдяки **фотосинтезу**. Щорічно на Землі за допомогою фотосинтезу утво-



рюється близько 120 млрд. т сухої органічної речовини, що енергетично еквівалентно більш 400 млрд. т нафти [4]. Вважається, що в найближчій перспективі за рахунок використання продуктів фотосинтезу буде покриватися до 10% всіх енерговитрат.

На першому місці стоїть етанол з зернових культур, оскільки середні врожаї з кукурудзи, пшениці і тритикале переважають 80 ц/га, на другому – етанол з цукрового буряка, на третьому – біодизель з ріпаку [4].

У дійсний час активно культивується ідея використання олії та тваринних жирів як основи створення поновлюваного, екологічно безпечного палива для дизельних двигунів – біодизеля.

В Україні, виходячи з ґрунтово-кліматичних умов, джерела для біопалива можна розташувати в такій послідовності: кукурудза, тритикале, пшениця, різні види сорго та проса цукровий буряк, соняшник, ріпак, відходи сільського і лісового господарства, а також тополя, соняшник. Безумовно, рекордсменом з накопичення енергії на гектар площі в наших умовах є картопля, але зовсім не вирішені проблеми її зберігання протягом тривалого часу – до переробки.

В нашій державі відходи сільськогосподарського виробництва застосовувати як сировину для палива поки що недоцільно, тому що спостерігається зростаючий дефіцит органіки в ґрунтах. І краще соломі, стебла кукурудзи, гичку кукурудзи, сої залишати на полі (крім бадилля соняшника). Але в окремих випадках за існування надлишку відходів можна їх переробляти на хімічні продукти та біопаливо [4].

*Висновки.* Негативні тенденції розвитку традиційної енергетики обумовлені в основному наявністю двох факторів - швидким виснаженням природних ресурсів і забрудненням навколишнього середовища.

У цілому біомаса дає сьому частину світового об'єму палива, а по кількості отриманої енергії займає поряд із природним газом третє місце. З біомаси одержують в 4 рази більше енергії, ніж дає ядерна енергетика.

Встановлено, що використання такого виду пального для автомобільного транспорту як біогаз, є доцільним з багатьох причин. Основними є такі:

- у якості сировини для отримання палива не використовуються дефіцитні невідновлювані види (нафта, вугілля (по даним ООН, виснаження покладів вугілля передбачається в 2082-2500 р.);

- виробництво біогазу дозволяє запобігти викидам метану в атмосферу, а метан впливає на парниковий ефект в 21 разів більш сильно, ніж CO<sub>2</sub>, і перебуває в атмосфері 12 років. Уловлювання метану - кращий короткостроковий спосіб запобігання глобального потепління.

- фізико-хімічні й екологічні властивості очищеного біогазу й природного газу практично ідентичні, тому для них застосовується та

сама паливна апаратура. Рівень шуму двигуна, що працює на біогазі, на 5 - 10 дБ(А) нижче, ніж у дизельного аналога.

#### Література

1. *Баадер В.* Биогаз. Теория и практика / *В. Баадер, Е. Доне, Б. Бренндерфер.* – М.: Высшая школа, 1982.- 211 с.
2. *Куров Б.М.* Как уменьшить загрязнение окружающей среды транспортом? / *Б.М. Куров* // Россия в окружающем мире. - Аналитический ежегодник. - 2000. - С.28-41.
3. *Масаев И.В.* Использование биоотходов сельского хозяйства в качестве альтернативного топлива / *Масаев И.В.* // Ресурсоэнергосбережение и альтернативное топливо. - М., 2001- С. 8-31.
4. *Носенко Ю.М.* Біопаливо – стан та перспективи використання / *Ю.М. Носенко, Н.П. Чуйко* // Аграрні вісті.- 2008.- №6.- С. 10-13.
5. *Тодорова Н.* Энергия... из мусорной кучи? / *Н. Тодорова* // Казахстанская правда.- 2001.- № 192.- С. 4-5.

### **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.

***Аннотация*** – работа посвящена рассмотрению основных альтернативных видов топлива для автомобильного транспорта, в частности, биогаза.

### **ALTERNATIVE FUEL APPLICATION FOR VEHICLES**

D. Stepanenko, T. Proskoornya

#### ***Summary***

**A paper considers main types of alternative fuel for vehicles, in particular, biogas.**

УДК 629.113.012.5

## ЭВОЛЮЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ

Гуйва С.Д., ст. преп.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – в статье изложена история создания пневматической автомобильной шины, история некоторых популярных брендов современных фирм, выпускающих автомобильные шины. Описана конструкция современной автомобильной шины, приведена ее классификация и маркировка. Рассмотрены тенденции в современной шинной индустрии.

**Ключевые слова** – пневматическая шина, протектор, пятно контакта, коэффициент сцепления, сопротивление качению.

*Постановка проблемы и анализ последних исследований.* Со времени изобретения пневматической шины, без которой немислимо само существование современного автомобиля, минуло свыше 150 лет. Сегодня трудно поверить, что сначала шина предназначалась вовсе не для автомобиля. На безлошадных экипажах она заменила массивные литые резиновые шины (так называемые грузоленты или гусматики) лишь через многие годы после своего появления на свет.

Первым, кто официально зарегистрировал изобретение пневматической шины, был Роберт Уильям Томсон, родившийся в Шотландии 29 июня 1822 г. В семье мелкого землевладельца. В 1844 г. в возрасте 22 лет он стал инженером железнодорожного транспорта, имел собственное дело и контору в Лондоне. Именно там и была изобретена пневматическая шина.

В патенте № 10990, датированным 10 июня 1846 г., написано: «Суть моего изобретения состоит в применении эластичных опорных поверхностей вокруг ободьев колес экипажей с целью уменьшения силы, необходимой для того, чтобы тянуть экипажи, тем самым, облегчая движение и уменьшая шум, который они создают при движении». Патент Томсона написан на очень высоком уровне. В нём изложена конструкция изобретения, а также материалы, рекомендуемые для его изготовления.

Камера изготавливалась из нескольких слоев парусины, пропитанной и покрытой с обеих сторон натуральным каучуком или гутта-

перчей в виде раствора. Наружное покрытие состояло из соединенных заклепками кусков кожи. Вся шина крепилась на обод болтами. Кожаная крышка обладала необходимым сопротивлением износу и многократным изгибам, а зная, что кожа растягивается при намокании и раздувается под действием внутреннего давления, легко понять, почему камеру пришлось усиливать парусиной. Далее патент описывает клапан, через который накачивают шины.

Томсон оборудовал экипаж воздушными колесами и провел испытания, измеряя силу тяги экипажа. Испытания показали уменьшение силы тяги на 38% на щебеночном покрытии и на 68% на покрытии из дробленой гальки. Особо отмечались бесшумность, удобство езды и легкий ход кареты на новых колесах. Результаты испытаний были опубликованы в журнале «Mechanics Magazine» 27 марта 1849 г. вместе с рисунком экипажа. Можно было констатировать, что появилось крупное изобретение: продуманное до конструктивного воплощения, доказанное проведенными испытаниями, готовое к совершенствованию. К сожалению, на том дело и закончилось. Не нашлось никого, кто бы занялся этой идеей и довел её до массового производства с приемлемой стоимостью. После смерти Томсона в 1873 г. «воздушное колесо» было забыто, хотя образцы этого изделия сохранились.

В 1888 г. идея пневматической шины возникла вновь. Новым изобретателем был шотландец Джон Данлоп, чье имя известно в мире как автора пневматической шины. Дж. Б. Данлоп придумал в 1887 г. надеть на колесо трехколесного велосипеда своего 10-летнего сына широкие обручи, сделанные из шланга для поливки сада, и надуть их воздухом. 23 июля 1888 г. Дж. Б. Данлопу был выдан патент № 10607 на изобретение, а приоритет на применение «пневматического обруча» для транспортных средств подтверждал следующий патент от 31 августа того же года. Камера из резины крепилась на обод металлического колеса со спицами обматыванием её вместе с ободом прорезиненной парусиной, образующей каркас шины, в промежутках между спицами. Преимущества пневматической шины были оценены достаточно быстро. Уже в июне 1889 г. на стадионе в Белфасте Уильям Хьюм выступил в гонках на велосипеде с пневматическими шинами. И хотя Хьюма описывали как среднего гонщика, он выиграл все три заезда, в которых участвовал. Коммерческое развитие изобретения началось с образования маленькой компании в Дублине и конце 1889 г. под названием «Пневматическая шина и агентство Бута по продаже велосипедов». В настоящее время «Данлоп» - одна из крупнейших фирм в мире по изготовлению шин.

В 1890 г. молодой инженер Чальд Кингстон Уэлч предложил отделять камеру от крышки, вставлять в края крышки проволочные кольца и сажать на обод, который впоследствии получил углубление к центру. Тогда же англичанин Бартлетт и француз Дидье изобрели вполне

приемлемые способы монтажа и демонтажа шин. Всё это определило возможность применения пневматической шины на автомобиле. Первым, кто стал использовать пневматические шины на автомобилях, были французы Андре и Эдуард Мишлен, которые уже имели достаточный опыт в производстве велосипедных шин. Они объявили, что к гонке в 1895 г. Париж — Бордо у них будут готовы пневматические шины для автомобилей и сдержали свое обещание. Несмотря на многочисленные проколы, автомобиль преодолел расстояние в 1200 км и достиг среди девяти других финиша своим ходом. В Англии в 1896 г. шинами «Данлоп» был оснащен автомобиль Ланчестер. С установкой пневматических шин существенно улучшились плавность хода, проходимость автомобилей, хотя первые шины были ненадежны и не приспособлены к быстрому монтажу. В дальнейшем основные изобретения в области пневматических шин были, прежде всего, связаны с повышением безотказности и долговечности их, а также с облегчением монтажа и демонтажа. Потребовалось много лет постепенного совершенствования конструкции пневматической шины и способа её изготовления, прежде чем она окончательно вытеснила литую резиновую. Стали применяться все более надежные и долговечные материалы, появился в шинах корд — особо прочный слой из упругих текстильных нитей. В первой четверти прошлого столетия все чаще стали использовать конструкции быстросъемных креплений колес к ступицам на нескольких болтах, что позволило заменять шины вместе с колесом в течение нескольких минут. Все эти усовершенствования привели к повсеместному применению пневматических шин на автомобилях и бурному развитию шинной промышленности.

*Цель работы* — рассмотреть историю популярных брендов автомобильных шин.

*Основна частина.* **DUNLOP.** Заслуги фирмы Dunlop в развитии и совершенствовании пневматических шин значительны и несомненны. Dunlop был первым в применении резиновых и стальных шипов на протекторе. Инженеры фирмы были первыми, кто разделил протектор шины на несколько рядов, что повысило износостойкость при сохранении сцепления с дорожным покрытием. Dunlop первым создал шину с боковыми грунтозацепами. Как известно, камера, запатентованная Дж. Данлопом, была позаимствована у футбольного мяча и не могла быть заменена, так что первым изобрел камеру для пневматических шин сотрудник Dunlop Ч. Вудс. Фирма первой воплотила в жизнь идею бескамерной шины.

Команда Dunlop с самого начала рассматривала шину не как отдельный элемент, а как неотъемлемую часть автомобиля. Результатом такого подхода стало создание первой в мире лаборатории для испытания шин. Сотрудники Dunlop первыми в мире ещё в конце 70-х годов разработали шины системы Denovo, которые позволяли продолжать движение

даже в случае прокола шины. Другая идея, над которой инженеры Dunlop работают с середины 90-х годов, состоит в том, чтобы шины информировали водителя о своём состоянии так же, как это делают другие системы автомобиля, например, система охлаждения двигателя или система электрооборудования.

Компания Dunlop занимает 5-е место в мире по объёму производства шин. Dunlop имеет контракты на поставку шин с 33 производителями автомобилей.

MICHELIN. В 1829 Эдуард Даубри женился на молодой шотландке Элизабет Баркер, племяннице ученого по фамилии Макинтош, который первым обнаружил, что каучук растворяется в бензоле, и который первым покрыл ткань этим раствором, положив начало изготовлению первых прорезиненных плащей, называемых иногда с тех давних пор «макинтошами». Мадам Элизабет Даубри (Баркер) первой поняла удобство раствора каучука в бензоле и начала делать для своих детей надувные шарики и мячики для игры. В это же самое время, насмотревшись на проделки малышей с мячами и шариками, два ее кузена решили развить идею и организовали в местечке Clermont-Ferrand крохотную фабрику по производству резиновых изделий. 28 мая 1889 года эта компания получила название Michelin. Эдуар Мишлен был первым ее директором и так, волей случая, увековечил свое имя в истории. В 1891 году велосипед с шиной Michelin одержал первую победу в гонках и через год уже на 10.000 велосипедах стояли шины именно этой фабрики. В 1895 году, когда появился первый автомобиль, альтернативы для его колес уже не было — только Michelin. Впервые в мире автомобиль «Eclair» был оборудован пневматическими шинами. Это привело к победе в гонке «Париж — Бордо — Париж». После этого автомобиль и пневматическая шина стали неотделимыми. В 1903 году на фабрике была изготовлена самая первая шина для мотоцикла.

Несколько слов о самом Эдуаре Мишлене (1859-1940). Одаренный и талантливый человек, закончивший задолго до участия в резиновом бизнесе Парижскую Школу Искусств, где серьезно изучал живопись. Но, уйдя в бизнес, занимал пост руководителя фирмы в течение 51 года.

GOODYEAR. Торговая марка GoodYear принадлежит The GoodYear Tire — Rubber Company, которой принадлежат также торговые марки «Dunlop», «Fulda», «Kelly», «Debica», «Sava». Своим названием корпорация обязана Чарльзу Гудьёру, американскому изобретателю, который первым в 1834 г. открыл процесс вулканизации резины. История фирмы началась в 1898 году в США, когда братья Фрэнк и Чарльз Сейберлинги основали компанию по производству шин для велосипедов и грузовиков. В 1903 году инженер фирмы Личфилд получил патент на изобретение бескамерной шины. Новейшая история GoodYear ознаме-

нована, прежде всего, появлением в 1992 году дождевых шин Aquatread. Идея разделить протектор глубокой центральной канавкой для лучшего водоотвода оказалась революционной. В настоящее время компания представлена на шести континентах и продает свои шины в 185 странах.

*Конструкция современной автомобильной шины.* Основными материалами для производства шин являются резина, которая обычно изготавливается из натурального или синтетического каучука и ткань — корд (может быть выполнен в виде металлических, полимерных или стеклянных нитей).

Шина состоит из каркаса, слоев брекера, протектора, борта и боковой части (рис.1).

Каркас состоит из прорезиненных нитей корда. Корд бывает текстильным, металлическим или стеклянным. Текстиль и стекло применяются в легковых шинах. Металлокорд — в грузовых. Стекловолокно отличается абсолютной стойкостью к гниению и растягиванию. Шины с использованием стекловолокна меньше изнашиваются и меньше подвержены порче в условиях высокой влажности и температуры (тропики). В зависимости от расположения нитей корда в каркасе различают шины радиальные и диагональные.

В радиальных шинах нити корда расположены вдоль радиуса колеса (рис.1, поз.3). В диагональных шинах нити корда расположены под углом к радиусу колеса, нити соседних слоев перекрещиваются. Радиальные шины конструктивно более жесткие, вследствие чего обладают большим ресурсом, обладают стабильностью формы пятна контакта, меньшим сопротивлением качению, меньшим расходом топлива. Из-за возможности варьировать количество слоёв каркаса (в отличие от обязательно чётного количества в диагональных) и возможности снижения слойности, снижается общий вес шины, толщина каркаса. Это снижает разогрев шины при качении — увеличивается срок службы. Брекер и протектор так же легче высвобождают тепло — возможно увеличение толщины протектора и глубины его рисунка для улучшения проходимости по бездорожью. В связи с этим, в настоящее время, радиальные шины для легковых автомобилей практически полностью вытеснили диагональные.

Брекер (поз.5) находится между каркасом и протектором (поз.1). Предназначен для защиты каркаса от ударов, придания жёсткости шине в месте соприкосновения с дорожной поверхностью и для защиты камеры от проколов. Изготавливается из толстого слоя резины (в лёгких шинах) или скрещенных слоёв металлокорда.

Протектор необходим для реализации коэффициента сцепления шин с дорогой, а также для предохранения каркаса от повреждений. Протектор обладает определенным рисунком, который, в зависимости от назначения шины различается. Шины высокой проходимости имеют более

глубокий рисунок протектора и грунтозацепы на его боковых сторонах. Рисунок и конструкция протектора дорожной шины определяется требованиями к отведению воды и грязи из канавок протектора и стремлением снизить шум при качении. Но, все же, главная задача протектора шины — обеспечить надежный контакт колеса с дорогой в неблагоприятных условиях, таких как дождь, грязь, снег и т.д., путем их удаления из пятна контакта по точно спроектированным канавкам и желобкам рисунка. Но эффективно удалять воду из пятна контакта протектор в силах лишь до определенной скорости, выше которой жидкость физически не сможет полностью удаляться из пятна контакта, и автомобиль потеряет сцепление с дорожным покрытием, а следовательно, и управление. Этот эффект носит название аквапланирование. На сухих же дорогах протектор снижает коэффициент сцепления из-за меньшей площади пятна контакта, по сравнению с шиной без протектора (*slick tire*). Именно поэтому на гоночных автомобилях в сухую погоду используются шины с гладким протектором, либо без протектора. Во многих странах существуют законы, регулирующие минимальную высоту протектора на дорожных транспортных средствах, и многие дорожные шины имеют встроенные индикаторы износа.

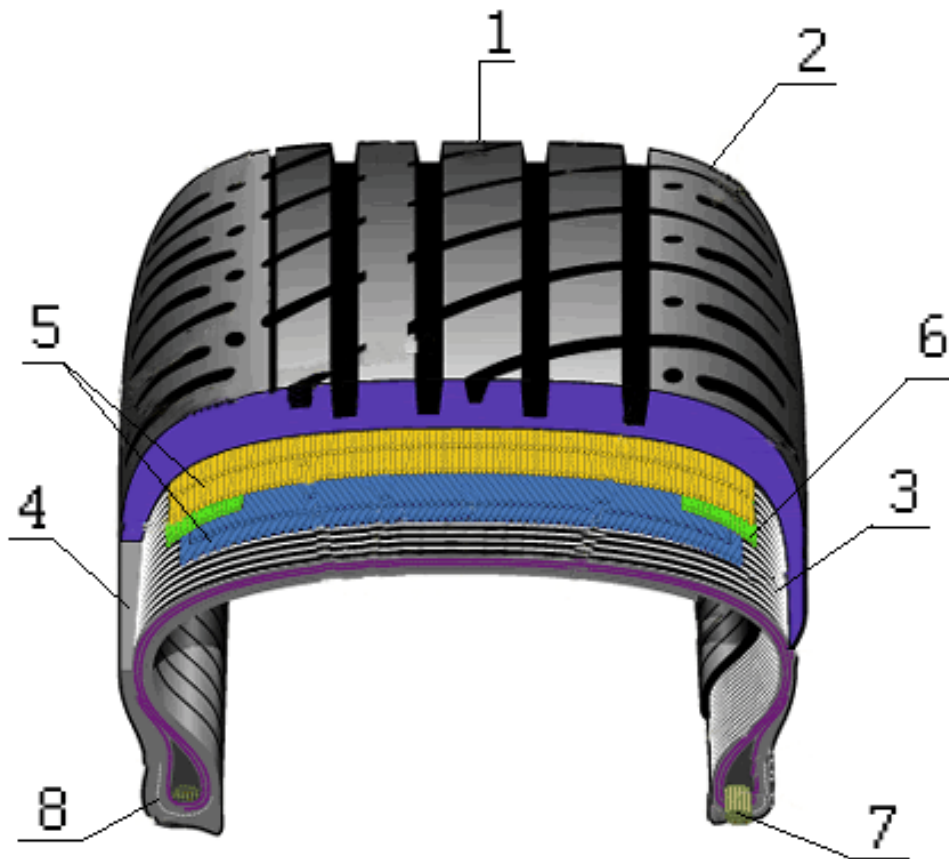


Рис.1 - Структура шины:



- 1 - протектор; 2 - плечевая часть; 3 - каркас; 4 - боковая часть; 5 - брекер;  
6 - дополнительная вставка в плечевой зоне; 7 - бортовое кольцо;  
8 - бортовая часть

Борт позволяет покрышке герметично садиться на обод колеса. Для этого он имеет бортовые кольца (поз.7) и изнутри покрыт слоем вязкой воздухонепроницаемой (для бескамерных шин) резины.

Боковая часть предохраняет шину от боковых повреждений.

В целях повышения безопасности движения автомобиля в условиях гололеда и обледенелого снега применяют металлические шипы противоскольжения. Езда на шипованных шинах имеет заметные особенности. На ходу автомобиль делается заметно более шумным, ухудшается его топливная экономичность. В снежно-грязевой каше или в глубоком рыхлом снегу эффективность шипов невелика, а на твердом сухом или влажном асфальте шипованные шины даже проигрывают «обычным»: из-за снижения площади пятна контакта шины с дорогой, тормозной путь автомобиля увеличивается на 5-10 %. Хотя 70-процентное сокращение тормозного пути на льду — их несомненное преимущество.

Бескамерные (tubeless) шины наиболее распространены благодаря своей надежности, меньшей массе и удобству эксплуатации.

*Классификация автошин:*

- в зависимости от назначения:
  - для легковых автомобилей
  - для грузовых автомобилей
- по способу герметизации:
  - камерные
  - бескамерные
- по конструкции:
  - диагональные
  - радиальные
- по форме профиля поперечного сечения:
  - обычного профиля
  - широкопрофильные
  - низкопрофильные
  - сверхнизкопрофильные
  - арочные
- по типу рисунка протектора:
  - летние
  - всесезонные
  - зимние
  - 4x4

Камерные шины. Состоят из покрышки и камеры с вентиляем. Вентиль (обратный воздушный клапан) позволяет нагнетать воздух в шину и препятствует его выходу наружу.

Бескамерные шины. Отличаются наличием воздухонепроницаемого резинового слоя, наносимого под первый слой каркаса (вместо камеры). Герметичность в них достигается плотной посадкой покрышки на обод. Вентиль для нагнетания воздуха в шину размещается и герметизируется в отверстии обода колеса.

Летние шины. Их отличают четко выраженные продольные канавки для отвода воды из пятна контакта протектора с дорогой, слабо выраженные поперечные канавки и отсутствие микрорисунка. Кроме того, они всегда имеют плавный скругленный переход от протектора к боковинам.

Шины этого типа обеспечивают максимальное сцепление с сухой и мокрой дорогой, обладают максимальной износостойкостью и наилучшим образом приспособлены для скоростной езды. Но для движения по грунтовым (особенно мокрым) и зимним дорогам они малопригодны.

Скоростные шины (категория Н и выше) отличаются повышенной способностью противостоять перегреву, сохранением стабильного коэффициента сцепления с дорогой независимо от особенностей качения на высокой скорости.

Всесезонные шины. Хорошо приспособлены для работы на сухом и мокром асфальте, отличаются удовлетворительной приспособленностью к зимним дорогам и большим износом, по сравнению с летними.

Рисунок протектора более разветвленный, элементы рисунка группируются в хорошо различимую дорожку и разделены канавками разной ширины: на элементах рисунка — «шашках» — имеются узкие прорезы дополнительного микрорисунка. Как правило, на таких шинах стоит маркировка all season, tous terrain, или условные знаки (снежинка или капля).

Зимние шины. Предназначены для работы на заснеженных и обледенелых дорогах, сцепные качества покрытия которых могут изменяться в зависимости от ситуации, от минимальных (гладкий лед или каша из снега и воды) до небольших (укатанный снег на морозе). Рисунок протектора таких шин имеет четко выраженные шашки от продольных и поперечных канавок значительной глубины. У шашек сложный фигурный рельеф для увеличения рабочих боковых поверхностей, а также разветвленный микрорисунок.

Зимние шины обозначают индексом M + S. Зачастую они имеют строго определенное направление движения (указано стрелкой).

Более пластичная резина (для работы при низких температурах) зимних шин в летних условиях подвержена быстрому износу, перегреву, в протектор таких шин легко проникают мелкие твердые предметы.

Износостойкость зимних шин на 30-50% меньше летних еще и из-за специфического протектора.

Многие зимние шины позволяют устанавливать шипы противоскольжения или имеют их. При движении автомобиля при температуре воздуха минус 10°C в зоне контакта шины с дорогой всегда присутствует тонкий слой влаги (шина нагревается от трения и деформации). Поэтому на заснеженной дороге задача шипов противоскольжения — продавливать влажную пленку, играющую роль смазки, и обеспечивать надежный контакт шины с дорогой. Для каждой шины конкретного автомобиля и с учетом характера (интенсивности) движения подбирают наиболее подходящие по типоразмеру шипы. Некоторые фирмы указывают на боковине предпочтительный размер шипов.

4x4. Это разреженный рисунок шашечного типа с развитыми грунтозацепами по плечевой зоне, с мощными недеформируемыми шашками, часто не расчлененными прорезями.

*Маркировка*. На боковине новой шины нанесено множество обозначений. Большинство из них содержат информацию служебного характера, однако, некоторые могут оказаться полезными для покупателя.

Подбирая новые автошины, руководствуются, прежде всего, их размером или, корректнее, типоразмером. Он наносится на боковине покрышке крупными символами, сочетание которых имеет следующий вид, например,

175/70 R13 82 T,

где 175 — ширина профиля шины, мм;

70 — высота профиля (в процентах к ширине шины).

В нашем случае высота составляет 70% от ширины (175 мм), т.е., 122,5 мм. Часто высоту профиля называют серией. В некоторых типоразмерах номер серии отсутствует, например, 185 R14 C 102 Q. Такие шины называют полнопрофильными, а отношение высоты к ширине в таком случае составляет 80% или 82%.

R13 — так называемый радиус шины — это диаметр диска, на который шину такого размера нужно устанавливать. Буква R свидетельствует о радиальном типе покрышки.

82 — индекс или коэффициент нагрузки. Это условный показатель, указывающий на допустимую нагрузку на шину в кгс. Расшифровка наиболее часто применяющихся коэффициентов приведена в таблице индексов нагрузки. Зачастую, нагрузка расшифрова-

на на самой шині: за надписью Max Load следуют две цифры, первая в кгс, вторая в фунтах-сила.

T — индекс скорости. Этот показатель указывает на максимально допустимую скорость, при которой производитель гарантирует сохранение эксплуатационных характеристик шины. Расшифровка приведена в таблице индексов скорости.

Помимо типоразмера на боковине покрышки, обязательно указывается наименование фирмы-производителя и название модели шины, например, NRT2.

Кроме вышеперечисленных, существуют другие обозначения, несущие полезную информацию:

TUBE TYPE - камерная конструкция.

TUBELESS - бескамерная конструкция.

TREADWEAR 380 – коэффициент износоустойчивости, определяется по отношению к "базовой шине", для которой он равен 100.

TRACTION A — коэффициент сцепления, имеет значения A, B, C. Шины с коэффициентом A имеют наибольшую величину сцепления в своем классе.

TEMPERATURE A — температурный режим, показатель характеризующий способность шины противостоять температурным воздействиям. Он, как и предыдущий подразделяется на три категории A, B и C.

E17 — соответствие Европейским стандартам.

DOT — соответствие стандартам США.

M+S (грязь и снег), Winter (зима), Rain (дождь), Water или Aqua (вода), All Season North America (все сезоны Северной Америки) и т.п. — шины, предназначенные для эксплуатации в конкретных условиях.

PLIES: TREAD — состав слоя протектора.

SIDEWALL — состав слоя боковины.

MAX LOAD — максимальная нагрузка, кг / английские фунты.

MAX PRESSURE — максимальное внутреннее давление в шине, кПа.

ROTATION — направление вращения.

LEFT — шина устанавливается на левую сторону автомобиля.

RIGHT — шина устанавливается на правую сторону автомобиля.

OUTSIDE или Side Facing Out — внешняя сторона установки.

INSIDE или Side Facing Inwards — внутренняя сторона установки.

DA (штамп) — незначительные производственные дефекты, не препятствующие нормальной эксплуатации.

TWI D — указатель индикатора износа проектора. Сам индикатор представляет собой выступ на дне канавки протектора. Когда протектор стирается до уровня этого выступа, шину пора менять.

IN JAPAN — страна-производитель.

Зная эти обозначения, любой автовладелец без труда сможет приобрести и правильно эксплуатировать автошины.

*Тенденции в шинной индустрии.* Шины первых автомобилей напоминали велосипедные — имели очень небольшую ширину и высоту профиля. Такие шины имели неудовлетворительные показатели грузоподъемности (из-за малой высоты профиля), проходимости (из-за небольшой площади пятна контакта), управляемости, долговечности и комфортабельности. Часто шины этого поколения автомобилей изготавливались из натурального каучука и имели белый цвет или цвет слоновой кости, так как не имели в своем составе углеродного наполнителя.

После усовершенствования технологии производства шин и появления искусственного каучука, появилась возможность изготавливать шины с более широким и высоким профилем. Благодаря повышению надежности шин появилась возможность иметь на автомобиле только одно запасное колесо (до середины двадцатых годов их обычно имелось два).

Первые шины с углеродным наполнителем имели, как правило, белые (или кремовые, цвета «слоновой кости») боковины и чёрный протектор, для снижения стоимости производства (как уже упоминалось, чистый технический углерод получают сжиганием природного газа без доступа воздуха, стоимость производства этим методом в те годы была высока). Более дорогие шины были полностью черными, в те годы это считалось признаком современности и стиля, кроме того, за такими шинами было проще ухаживать. Впоследствии, черные шины к середине тридцатых получили массовое распространение, а шины с белыми накладками на черных боковинах получили распространение в виде люксовой опции.

К пятидесятым годам ширина профиля достигла для малолитражек 5,2...6,0", а для автомобилей среднего и большого класса 6,0...9,0". Высоту профиля обычно выбирали примерно равной его ширине, что предопределяло высокую грузоподъемность, хорошую проходимость и комфортабельность. Шины были, как правило, диагональные, обеспечивающие хорошую комфортабельность, но посредственную управляемость, на которую ещё не обращали такого внимания, как в последующие периоды.

Размерность шин из-за плохого качества дорог выбиралась максимальной. Так, «Победа» ГАЗ-М20 и «Москвич-400» имели шины размерностью 16 дюймов, а «ЗиМ» ГАЗ-12, «Волга» ГАЗ-21 и «Москвичи» моделей 402-407 использовали ободы с размером 15 дюймов. Западные аналоги имели шины зачастую несколько меньшей, но все равно значительной размерности. В США получают массовое распространение шины с широкой белой полосой на боковине (Wide Whitewall Tires).

Начиная с середины шестидесятых годов, стали уделять больше внимания управляемости автомобилей, что выразилось в уменьшении высоты профиля шин при одновременном увеличении ширины. Кроме того, значительное улучшение дорог позволило ощутимо уменьшить размерность шин — для малолитражек до 12-13 дюймов, а автомобилей более высоких классов — 13-15 дюймов. Так, «Жигули» ВАЗ-2101 имели шины размерностью 6,15-13", а AMC Concord DL имел низкопрофильные широкие шины с узкими белыми полосами на боковине.

Совершенствуется форма протектора, элементы которого становятся более высокими и мелкими. Вследствие снижения высоты профиля, в шестидесятые годы белая полоса на боковине сужается до 1" — 3/4" (2,5...2 см), это стиль Narrow Whitewall Tires. Наряду с традиционным белым, предлагаются красный, синий, желтый и другие цвета, а также шины с буквами на боковине.

В семидесятые и восьмидесятые годы высота профиля шин ещё больше снижается, радиальные шины окончательно вытесняют диагональные на легковых автомобилях. На легковых автомобилях используют обычно шины размером не более 12-15". Получили распространение низкопрофильные шины, у которых высота профиля составляет 70% от ширины и менее. Прогресс в области химии синтетических материалов приводит к тому, что вместо традиционного металла в каркасе шин используют искусственные волокна. Это позволяет в значительной степени устранить один из главных недостатков радиальных шин - повышенную передачу толчков от дороги через радиально расположенные нити каркаса.

В последнее время наметилась тенденция уменьшения высоты профиля шины, при сохранении её ширины и одновременном увеличении посадочного размера, и соответственно, при использовании дисков большего диаметра для сохранения радиуса качения. Это делает возможным установку тормозных механизмов большего диаметра, что необходимо в свете роста мощностей моторов и скоростей автомобилей. Также уменьшается деформация боковых стенок шины — это улучшает реакции шины на действия рулем, и снижает нагрев шины, но, с другой стороны, ухудшает комфортабельность

движения (особенно по дорогам невысокого качества), долговечность и проходимость, а форма пятна контакта становится короче и шире.

Снижение сопротивления качению шины позволяет повышать экономичность движения автомобиля, за счет более совершенных материалов, применяемых в протекторе, которые поглощают меньше энергии при растяжении и сжатии. Разработанные компанией Michelin опытные образцы покрышек «Proxima» позволяют снизить вес на 20%, а сопротивление качению на 25% — до 6,5 кгс/т по сравнению с покрышками серии «Energy» (9 кгс/т; шины, выпущенные в 1897 г., имели сопротивление качению в 25 кгс/т).

Шины «run flat» позволяют кратковременно нести вес автомобиля в случае потери воздуха, без вреда для колесных дисков. К их реализации компании подошли по-разному. Например, GoodYear использует в своих шинах ЕМТ (Extended Mobility Tire) специальные вставки в плечевой зоне, которые не позволяют шинам полностью складываться. Michelin в шинах PAX использует нестандартный обод, с жестким кольцом, на которое в случае потери давления и опирается автомобиль.

*Выводы.* Бренды современных автомобильных шин имеют давнюю историю, поэтому соответствующими фирмами накоплен богатый опыт совершенствования конструкции этих шин.

Литература

1. *Торновский В.Н.* Автомобильные шины: Устройство, работа, эксплуатация, ремонт / *В.Н. Торновский, В.А. Гудков, О.Б. Третьяков.* – М.: Транспорт, 1990.- 272 с.
2. *Иванов А.М.* Основы конструкции автомобиля / *А.М. Иванов, А.Н. Солнцев, В. В. Гаевский* и др. - М.: ООО «За рулем», 2005.- С. 8-11.
3. *Daniels J.* Modern car technology: Jeff Daniels looks under the skin of today's cars / *Jeff Daniels.* — Sparkford (UK) : Haynes, 2001. – С. 6.

## ЕВОЛЮЦІЯ АВТОМОБІЛЬНОЇ ШИНИ

Гуйва С.Д.

**Анотація** – описана конструкція сучасної автомобільної шини, розглянуто класифікацію і маркування шин, тенденції у сучасній шинній індустрії.

## THE EVOLUTION OF A MOTOR TIRE

D. Ghuyva

### Summary

**A paper considers the evolution of a motor tire, its classification and marking, modern trends in the tire industry.**

УДК 621.43.004.18

**ВОДА КАК АЛЬТЕРНАТИВНОЕ ТОПЛИВО**

Гуйва С.Д., ст. преп.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – в статье проанализированы особенности работы поршневых двигателей на воднотопливных смесях.

**Ключевые слова** – топливо, экономичность, топливно-воздушная смесь, воднотопливная эмульсия.

*Постановка проблемы, анализ последних исследований.* Идея создания альтернативного моторного топлива возникла в конце XIX века, когда «отец» двигателя внутреннего сгорания (ДВС) Н.Отто получил первый патент на применение воды в качестве компонента горючего. Во время второй мировой войны водная инжекция применялась как на истребителях, так и на бомбардировщиках производства СССР, Германии, США. Например, впрыск воды применялся на радиальном двигателе V12 бомбардировщика В-29. Первые исследования в этом направлении были сделаны в НАСА. Позже, на основании проведенных исследований фирмой Rolls Royce был разработан авиационный двигатель с использованием впрыска воды.

В настоящее время водная инжекция используется в судовых двигателях компании Wärtsilä для уменьшения потребления топлива.

Фирма Renault внедрила впрыск воды в 1977 г. на гоночных автомобилях. В 1983 г. на них устанавливались баки вместимостью 12 л воды, электрический насос и регулятор давления, что дало мощность около 440 кВт (в 1986 г. мощность была повышена до 640 кВт). Позже водную инжекцию перестали использовать, так как качество топлива значительно улучшилось. Этот способ форсирования двигателя использовался также фирмами Ferrari и Porsche. С начала 1980-х г. на гоночных мотоциклах фирмы Harley-Davidson, Suzuki, BMW, Honda, Kawasaki применялась водная инжекция для уменьшения тепловых нагрузок. Они были настолько высоки, что мотоциклам без водной инжекции приходилось периодически «остывать».

В тот период в системах водной инжекции не использовались насосы. Вода поступала в двигатель через небольшой жиклёр при незначительном давлении (это необходимо для двигателей с турбонад-



дувом). Такие системы были ненадёжными и громоздкими: иногда ёмкость с водой устанавливали под задним номерным знаком мотоцикла.

Идея использовать обычную воду для улучшения работы двигателей внутреннего сгорания весьма привлекательна. Вода не может заменить в ДВС бензин, керосин, дизельное топливо, но позволяет уменьшить теплонапряженность двигателей, повысить надежность и эффективность их работы, экономить топливо, увеличить детонационную стойкость низкооктановых бензинов, снизить концентрацию окислов азота и углерода в отработавших газах. Вода может быть использована для охлаждения заряда в двигателях с наддувом, а также при работе двигателей в высокогорных условиях. Наконец, она дает возможность использовать водорастворимые антидетонаторы.

В 1920—1921 г., например, многие английские автобусы были оборудованы карбюраторами с двумя поплавковыми камерами. Одна — для подачи бензина, другая — для подачи воды. В тридцатые годы водой заинтересовались и создатели авиационной техники. В некоторых исследованиях ее использовали не только для подавления детонации, но и для существенного уменьшения тепловой напряженности авиационных двигателей. В СССР были проведены стендовые и дорожные испытания, связанные со впрыском воды во впускную систему двигателей автомобилей ЗИС-150 и ЗИС-151, а также автобусов ЗИС-155, причем вместо этилированного бензина (с октановым числом 66) применяли неэтилированное топливо с октановым числом 56.

Любопытно в этой связи свидетельство заведующего кафедрой МАДИ, доктора физико-математических наук, профессора Л. Сапогина. Его учитель, ныне покойный профессор Г. Дудко, рассказывал о том, как он в 1951 г. участвовал в испытаниях ДВС, представлявшего собой гибрид дизеля и обычного карбюраторного двигателя. Запуск его производился на бензине, потом зажигание отключалось, и в цилиндры через форсунки обычным топливным насосом подавалась нагретая и сильно сжатая вода со специальными добавками, в чем и был главный секрет. Двигатель установили на лодке, плававшей два дня в Азовском море. Г. Дудко сам ведром зачерпывал воду и заливал в бак - несколько ведер в день. В выхлопе опытного двигателя была только вода.

Наконец, в семидесятые годы появились работы по водорастворимым антидетонаторам, были разработаны способы получения воднотопливных эмульсий непосредственно на автомобиле. Недавно появилось, например, сообщение о том, что на японских автозаправочных станциях в ближайшее время начнут продавать новое топливо — смесь воды (30%) и бензина (70%). Так же появляются различные предложения по системам впрыска воды в двигатель.

Однако, несмотря на обилие исследований по воздействию воды на рабочий процесс ДВС, до сих пор нет достоверного анализа проведенных экспериментов.

*Цель* статьи – проанализировать особенности влияния воды на рабочий процесс ДВС.

*Основная часть.* Внутреннее охлаждение позволяет форсировать мощность двигателя и повысить его экономичность. А эффективность охлаждения зависит от теплоты парообразования и условий испарения топлива. Теплота парообразования воды 2260 кДж/кг, в то время как у этилового спирта 860 кДж/кг, а у бензина лишь 315...350 кДж/кг. Поэтому применение чистого спирта или спиртобензиновых смесей, то есть топлив с более высокой теплотой испарения, чем у бензина, и требующих к тому же для сгорания меньше кислорода, повышает эффективность охлаждения. Вода резко снижает не только температуру деталей двигателя, но и температуру топливовоздушной смеси.

Скорость горения в цилиндрах падает, и не возникают условия для «детонации» (ненормально быстрого горения). Снижение температуры сгорания топлива при впрыске воды влияет на химические реакции горения. В результате уменьшается концентрация образующихся окислов азота и углерода.

Работа на водотопливных смесях связана и с некоторыми неприятностями. В отработавших газах незначительно увеличивается концентрация углеводородов. Нередко в эксплуатационных условиях двигателя работают не вполне устойчиво, особенно при полностью открытой дроссельной заслонке, при движении автомобиля на малой скорости. Все это связано с неравномерным распределением воды по цилиндрам двигателя.

Горение рабочей смеси с водой. Наряду с накоплением экспериментальных фактов, связанных с использованием воды в двигателях, проведена масса исследований, которые позволили выяснить роль водяных паров в процессе горения. Присутствие воды не только влияет на скорость распространения пламени, но и ускоряет превращение СО в СО<sub>2</sub>. Особенно это заметно при концентрации воды 7...9%. Дальнейший рост её концентрации уменьшает скорость процесса, из-за снижения температуры горения.

Особенно интересны работы, в которых определялась истинная антидетонационная эффективность топливовоздушной смеси при различном содержании воды. Непосредственные опыты с углеводородами на стандартных исследовательских установках практически невозможны, так как вода не растворяется в углеводородах и не смешивается с ними. Поэтому определялась антидетонационная эффективность смесей тетрагидрофурана с водой. Оказалось, что водные добавки по-

вышают детонационную стойкость тетрагидрофурана на 3 единицы октанового числа. Разумеется, для практики значительно интереснее оценить эффект на товарных бензинах. Такие исследования проводились на стабилизированных воднотопливных эмульсиях. Данные о детонационной стойкости бензинов с различными добавками воды — в таблице 1.

Таблица 1

Влияние воды на детонационную стойкость (по моторному методу) товарных бензинов и их смесей с водой

Топливо	без воды	5% воды	10% воды	20% воды
А-66	66	66,5	67,5	72
А-72	72	72,5	74	76
А-76	76	77	78	81
АИ-93	85	85,5	96	98

Столь значительное повышение октановых чисел топлива объясняют снижением температуры горения топливовоздушной смеси. Это подтверждается расчетами процесса, выполненными на ЭВМ: добавление 10% воды к изооктану снижает максимальную температуру цикла с 2978 до 2951 К (т.е. незначительно).

Казалось бы, с ростом концентрации воды в топливной смеси условия работы двигателя должны только улучшаться. Эксперименты и расчеты равновесного состава продуктов сгорания для изооктана и изооктана с 10% водной добавкой показывают, что при таком содержании воды в смеси количество СО в отработавших газах падает на 6%, а NO<sub>x</sub> — на 8%. Дальнейшее увеличение водной добавки еще больше снижает концентрацию токсичных компонентов. Безусловно, это связано с падением температуры цикла, но, к сожалению, и с падением мощности двигателя. Поэтому, очевидно, у концентрации воды в смеси есть рациональный предел - около 10%.

Сейчас считается, что вода в определенных концентрациях тормозит развитие цепных реакций предпламенного окисления углеводородов. Возможно, между перекисными радикалами и гидроксильной группой воды образуется водородная связь. Естественно, что при этом активность радикалов резко снижается, и это в свою очередь повышает детонационную стойкость топливных смесей.

Устойчивость воднотопливных эмульсий (ВТЭ). Впрыск воды в двигатель приносит пользу, но в то же время создает трудности: необходимость двойной системы питания со специальным оборудованием для впрыска топлива; неравномерность распределения воды по цилиндрам и т. д. Применение ВТЭ позволяет эти трудности обойти.

ВТЭ — метастабильные жидкости, состоящие из воды и топлива. Длительность их метастабильного состояния зависит от третьего вещества — эмульгатора. Но подбор этого вещества оказался с технической точки зрения сложнее инженерных проблем, возникающих при использовании обычной воды.

ВТЭ содержит две нерастворимые друг в друге жидкости. Одна из них — дисперсная фаза (вода) в виде мельчайших капель равномерно распределена в другой — дисперсионной среде (топливе). Время жизни эмульсии зависит от свойства диспергированных капель удерживаться во взвешенном состоянии вопреки силе тяжести и силам, возникающим в результате соударений при броуновском движении. Эмульгатор, который сосредоточен на поверхности раздела образующих эмульсию жидких фаз, препятствует слиянию капель.

Среди наиболее распространенных эмульгаторов — поверхностно-активные вещества: кальциевая, магниевая, алюминиевая соли высших жирных кислот, различные смолы, каучук, декстрин, синтетические полимеры. В последнее время широкое применение в качестве эмульгаторов нашли ПАВ на основе олеиновой кислоты и ее солей, продукты синтеза окиси этилена и сульфирования жирных спиртов. Для образования устойчивых воднотопливных эмульсий достаточно 1% такого эмульгатора. В качестве ПАВ применяются также высокодисперсные минеральные порошки. Они смачиваются на разных участках своей поверхности обеими фазами эмульсии и как бы прилипают к межфазной границе, закрепляя капли дисперсной фазы.

Трудности, возникающие при создании устойчивых ВТЭ, связаны не только с подбором эмульгаторов. Во-первых, эмульгатора в эмульсии должно быть как можно меньше: уже 0,5% ПАВ может вызвать усиленное образование нагара в камере сгорания, перебои в работе двигателя. Кроме того, эмульгаторы и продукты их распада не должны быть токсичными и коррозионно-активными, не должны снижать детонационную стойкость топлива без воды. Поэтому сейчас делаются попытки готовить эмульсии непосредственно на автомобиле: разрабатываются бортовые диспергирующие устройства, позволяющие при помощи гидрораспылителей или ультразвуковых генераторов получать в дисперсионной среде капли размером 0,1...8 мкм. Однако и в этих случаях для устойчивости эмульсий необходимо вводить эмульгаторы, хотя и в меньших количествах.

Горение ВТЭ несколько отличается от горения обычной системы вода — топливо. Эмульсионная вода замкнута в каплях, «стянута» силами поверхностного натяжения, закипает она при температуре 200—250°C. Часть внутренней энергии перегретой капли идет на испарение воды, часть — превращается в кинетическую энергию, которая передается оболочке. Эта порция кинетической энергии примерно

в 20 раз больше энергии поверхностного натяжения. Естественно, капля «взрывается» и разлетается на более мелкие осколки. При этом пары топлива, мельчайшие частицы воды и воздуха эффективно перемешиваются. Такая смесь сгорает полностью, в результате двигатель должен устойчиво работать на обедненных смесях, с пониженным расходом топлива.

Для повышения октанового числа бензина на 10 единиц необходима ВТЭ, содержащая 30...50% воды. Для ее стабильности требуется большое количество поверхностноактивного вещества. Между тем ПАВ во многих случаях снижают антидетонационные свойства бензина. И тогда применение воды или эмульсий не улучшает, а ухудшает работу двигателя, увеличивает его износ.

Водорастворимые антидетонаторы. Среди требований, которые издавна предъявлялись к антидетонаторам, важна достаточная растворимость их в топливе. В связи с тем, что добавка воды к топливу в целом положительно влияет на рабочий процесс, оказалось возможным это ограничение ослабить.

Достоверно доказано, что при добавлении в топливо известных металлоорганических антидетонаторов, например, тетраэтилсвинца, происходит деактивация перекисей, которые накапливаются в процессе предпламенного окисления углеводородов. Уменьшение детонации как раз и связывают со снижением концентрации этих перекисных соединений. При распаде перекисей, вызванном ингибиторами окисления, в достаточно большом количестве образуются стабильные радикалы, которые также препятствуют детонационному горению.

Большая группа органических соединений, например ароматические амины, имеют готовые стабильные радикалы, способные затормозить детонацию. Другая группа органических веществ, среди которых могут оказаться достаточно эффективные антидетонаторы, хорошо растворимые в воде,— это фенолы. Их ароматический остаток, как и у ароматических аминов, усиливает кислотные свойства гидроксильной группы. Фенолы активно вступают в химические реакции и под действием перекисей образуют стабильные феноксильные радикалы. Поэтому они широко используются как ингибиторы цепных реакций. Самые активные ингибиторы из их числа — пирокатехин, пирогаллол, гидрохинон. Эти вещества применяются в качестве фотопроявителей, и для усиления проявляющего эффекта в них добавляют едкие щелочи. Подобным же образом активировали фенолы, приготовляя водорастворимые антидетонаторы. Ионы металлов ощутимо увеличивали антидетонационный эффект. Достаточно сказать, что добавка в топливо 3% пирокатехина повышает октановое число на 9 единиц, а 0,2% пирокатехинового фенолята калия — на 11 единиц.

*Выводы.* Применение ВТЭ и водорастворимых антидетонаторов позволяет снизить расход токсичных алкилсвинцовых соединений.

#### Литература

1. *Ефремов П. К.* К вопросу о дополнительном питании тепловых двигателей водой. / *П. К. Ефремов* // Труды Всесоюзной научной конференции «Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств». – Харьков: Институт проблем машиностроения, 1977. - Ч. 1. - С. 221.
2. *Лернер М. О.* Химические регуляторы горения моторных топлив / *М. О. Лернер*. - М.: Химия, 1979. – С.28.
3. *Лернер М. О.* Водорастворимые антидетонаторы / *М. О. Лернер*. - М., 1979. - Вып. 6.- С. 31.- (Экспресс-инф. / НИИТЭХИМ. Сер. «Элементоорганические соединения»).
4. *Смаль Ф.В.* Перспективные топлива для автомобилей / *Ф.В. Смаль, Е.Е. Арсенов*. - М.: Транспорт, 1979. – С. 22.
5. Автомобильные и тракторные двигатели (теория, системы питания, конструкции и расчет) / Под ред. *И.М. Ленина*. - М.: Высшая школа, 1969. - С. 62.
6. *Звонов В.А.* Экология: альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла/ *В.А. Звонов, А.В. Козлов, А.С. Теренченко* // Автомобильная промышленность. - 2001. - №4. - С. 35-38.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. *А.С. Орлина, М.Г. Круглова*. - М.: Машиностроение, 1983. – С. 12-22
8. *Лиханов В.А.* Снижение токсичности автотракторных дизелей / *В.А. Лиханов, А.М. Сайкин*. - М.: Агропромиздат, 1991. - С. 18-23.

## ВОДА, ЯК АЛЬТЕРНАТИВНЕ ПАЛИВО

Гуйва С.Д.

**Анотація** – у статті проаналізовано особливості роботи поршневих двигунів на воднотопливній суміші.

## WATER LIKE AN ALTERNATIVE FUEL

S. Ghyuva

### *Summary*

**A paper considers peculiarities of the operation of piston engines burning water-fuel emulsions.**

УДК 621.43.004.18

**ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВА В СУЧАСНИХ ДВИГУНАХ**

Холод І.М., ас.,

Холод А.П., ас.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** – у статті розглядається удосконалювання паливних систем двигунів на основі впровадження й використанні нових процесів технологічного циклу підготовки біопалива.

**Ключові слова** – біопаливо, паливоспалюючі установки, підготовка, струйно-кавітаційна обробка, роторно-пульсаційна обробка.

*Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень.* Енергетична безпека є однією з найважливіших складових національної безпеки будь-якої держави. Рівень забезпечення енергобезпеки визначається не тільки наявністю, якістю й кількістю енергоресурсів, але й ефективністю їхнього використання по прямому призначенню. Один з напрямків підвищення ефективності використання енергоресурсів – удосконалення методів паливopідготовки.

Головним функціональним призначенням углеводородного палива є підтримка процесу горіння (ланцюгової реакції окислювання) і одержання заданої кількості теплової енергії, у зв'язку із чим основним експлуатаційним показником будь-якого углеводородного пального служить його теплота згорання. При всіх інших рівних умовах теплова ефективність використання углеводородного палива, в остаточному підсумку, визначається якістю технологічного циклу його паливopідготовки (або підготовкою палива до спалювання). Слід зазначити, що чисельне значення теплотворної здатності палива, що спалюється, покладено в основу теплового розрахунку кожного теплового двигуна або паливоспалюючої установки.

Досвід практичного використання рідкого біологічного палива, наприклад рапсового масла, у двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) показує, що конструкція ДВЗ не передбачає використання даного виду вуглеводородного пального, оскільки біологічне паливо є нерозрахованим для цього типу паливоспалюючої установки, а його застосування викликає ряд серйозних експлуатаційних проблем, таких, як втрата потужності двигу-

на; неможливість запуску двигуна з холодного стану; збій в роботі випускних клапанів двигуна; зниження терміну служби паливної апаратури (паливних насосів (ПН) і розпилювачів форсунок); порушення умов організації процесу спалювання палива в камері згоряння.

Виявлені експлуатаційні проблеми намагаються вирішувати шляхом додання біопаливу комплексу властивостей, що відповідають властивостям традиційного нафтового пального, уводячи в його состав різні присадки й добавки, наприклад спирти (метиловий, етиловий і ін.) і ефіри (метил-трет-бутиловий та ін.). Автори вважають цей напрямок невірним, оскільки вартість таких біопалив значно збільшується за рахунок наявності в них дорогих присадок, крім того, біологічні палива із присадками, що поліпшують якість, вимагають особливих умов зберігання й використання.

Іншим напрямком рішення виниклих при використанні біопалива експлуатаційних проблем є зміна конструкції теплових двигунів і паливоспалюючих установок. Проектування й розробка ДВЗ, газових турбін повинні здійснюватися під конкретний вид біологічного палива, наприклад, під рапсове, суріпне, реп'яхове або лляне масло та ін. Реалізація заходів даного напрямку має перспективу, однак їхнє практичне здійснення вимагає тривалого часу й значних фінансових вкладень.

*Метою* статті є розгляд можливостей використання біопалив у ДВЗ за допомогою вдосконалення їх підготовки до спалення.

*Основна частина.* На думку авторів, у цей час існує два перспективних напрямки використання біопалив.. Перший напрямок – спалювання біологічного палива в складі паливних вугле-водневих сумішей, що включають як основні компоненти 50-70% в нафтового палива й 30-50% біопалива тваринного або рослинного походження. Іншим перспективним напрямком використання біопалива є додання біологічному паливу властивостей молекулярної будови й структури, аналогічних штатному нафтовому паливу. Обидва ці напрямки можна реалізувати шляхом удосконалювання циклу паливopідготовки. Оскільки паливopідготовка реалізується в паливній системі, необхідно змінювати конструкцію й вводити в її состав нові пристрої.

Авторами пропонується нова технологія обробки й підготовки до спалювання углевopодородних рідин промислового, тваринного й рослинного походження, а також технологія одержання, зберігання й спалювання в дизелях вуглевopодних сумішей нафтового пального, біологічного палива, спиртів, ефірів, масел. Нова технологія дозволяє надавати паливу, що спалюється, необхідні для ефективного використання фізико-хімічні властивості й у такий спосіб управляти організацією процесу його згоряння. Розроблена технологія реалізується в конструкції «Системи паливopідготовки уніфікованої» (СПУ).



На сьогоднішній день СПУ обладнані паливні системи ряду енергооб'єктів України, Росії й країн СНД. Так, система паливопідготовки, уніфікована для готування паливних сумішей на основі штатного нафтового палива й масел тваринного або рослинного походження, впроваджена й використовується з 2006 р. на паливній системі енергокомплексу Запорізького масложирового комбінату. Застосування СПУ дозволило замінити 30-35% штатного нафтового палива – топкового мазуту М-100 біологічним паливом (відходами масложирового виробництва), при цьому значно знизити теплове й газове забруднення навколишнього природного середовища.

Нові технологічні процеси підготовки біологічного палива до спалювання можливо здійснити за допомогою його струминно-кавітаційної і (або) роторно-пульсаційної обробки, перерозподілу напрямків паливних потоків, зниження в'язкості біопалива без підведення тепла від зовнішнього джерела, а також струминно-кавітаційного змішування біологічного й нафтового палив і т.д.

З метою практичної реалізації запропонованих процесів необхідно:

1. Використовувати двопаливну систему, що включає системи подачі нафтового і біологічного палив.
2. Використовувати штатне нафтове паливо в якості пускового й резервного палива.
3. Використовувати попередньо оброблене й підготовлене біопаливо, як основне.
4. Обробляти й готувати нафтове паливо до спалювання за традиційною технологією.
5. Обробляти й готувати до спалювання біопаливо в системі паливопідготовки.

Найкоротший шлях до широкого використання рідкого біопалива як пального в існуючих паливоспалюючих установках без зміни їхньої конструкції – це вдосконалювання їхніх паливних систем на основі впровадження й використанні нових процесів технологічного циклу паливопідготовки.

*Висновки.* Для більш ефективної обробки й підготовки біопалива до спалювання варто застосовувати багатоступінчасту СПУ, що включає декілька рівнів обробки. При цьому один щабель реалізує постійну циркуляцію в процесі зберігання, так зване динамічне зберігання палива; інший – багаторазове дроблення (здрібнювання й розщеплення) високомолекулярних вуглеводневих з'єднань на вуглеводні радикали; а третій – зниження й підтримку заданої в'язкості біопалива безпосередньо перед форсунками.

## Література

1. *Огурлиев А. М.* Використання біопалива в сільськогосподарській енергетиці / *А. М. Огурлиев, З. А. Огурлиев* // Механізація й електрифікація сільського господарства. - 2001. - № 2. – С. 22-25.
2. *Стейнфорт А. Р.* Солома злакових культур / [*А. Р. Стейнфорт*] : перев. з англ. *Г. Н. Мирошниченко*. - М. : Колос, 1983. – С. 31-33.
3. *Стребков Д. С.* Проблеми розвитку поновлюваної енергетики / *Д.С. Стребков* // Механізація й електрифікація сільського господарства. - 1997. - № 6.- С. 10-12.
4. *Тареев В. М.* Справочник по тепловому расчету двигателей внутреннего сгорания / *В. М. Тареев*. - М.-Л.: Издательство Министерства речного флота, 1947. - С. 35-48.
5. *Усаковский В. М.* Возобновляемые источники энергии / *В.М. Усаковский*. - М.: Россельхозиздат, 1986. – С.43-56.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОТОПЛИВА В СОВРЕМЕННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Холод И.М., Холод А.П.

**Аннотация** – в статье рассматривается усовершенствование топливных систем двигателей на основе использования новых процессов технологического цикла подготовки биотоплива.

## THE APPLICATION OF BIOFUEL IN MODERN ENGINES

I. Kholod, A. Kholod

### *Summary*

**A paper considers the improvement of engine fuel systems on basis of using new processes of the biofuel preparation cycle.**

УДК 621.41.015.18

## МОЖЛИВІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ У ДВИГУНАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Холод І.М., ас.,

Холод А.П., ас.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (619) 42-04-42

**Анотація** - у статті проаналізовано ресурси різних видів відходів рослинництва, їхні основні властивості, а також способи підготовки й використання у двигунах і можливі їх показники при роботі на цих паливах.

**Ключові слова** – енергопостачання, газоподібні палива, поновлювані джерела енергії, біомаса, конвертація двигунів.

*Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень.* Повне й безперебійне енергопостачання сільськогосподарського виробництва неможливо без використання поновлюваних джерел енергії й альтернативних енергоносіїв.

Історично на певному етапі розвитку сільського господарства виникли два основних способи енергозабезпечення сільського господарства: мобільних процесів - за рахунок рідких палив, використовуваних у мобільних машинах; стаціонарних процесів – від централізованих електричних мереж. Обидва ці способи стають усе більш дорогими, тому в різних концепціях розвитку енергетики частіше згадуються системи децентралізованого енергопостачання. У перспективі рішення енергетичної проблеми не представляється можливим без використання поновлюваних джерел енергії.

З альтернативних видів палив найбільш перспективними є зріджений нафтовий газ і природний газ. Розроблені також конструкції практично всіх вітчизняних тракторів для роботи на газоподібному паливі. Однак їх практичне застосування обмежується високою вартістю організації заправлення газовим паливом. Тому більш перспективним у сільськогосподарському виробництві може бути використання природного газу в системах резервного енергозабезпечення на базі мобільних електростанцій з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ).

*Метою* статті є аналіз відомостей щодо різних видів пальних відходів рослинництва і можливості їх використання у ДВЗ.

*Основна частина.* Аналіз літературних даних дозволяє назвати, як перспективні для степових районів Запорізького краю, такі поновлювані джерела й енергоносії: сонячну, вітрову енергію й біомасу (головним чином, відходи рослинництва й тваринництва). Перші два види мають очевидні достоїнства, але у силу кліматичних особливостей, їхнє безперервне використання навіть у комплексі є утрудненим: саме в періоди їх нижчих можливостей споживи енергії багатьох технологічних процесів у рослинництві й тваринництві є найбільшими. Для покриття таких періодів необхідні дорогі установки, що акумулюють, або застосування інших видів енергоносіїв, наприклад біомаси.

У першу чергу біомаса може бути використана для одержання теплової енергії. Однак, в багатьох випадках доцільним є її використання для одержання механічної роботи з допомогою ДВЗ. Біомаса у твердому виді не може бути використана як паливо ДВЗ, її треба переробити в рідкі або газоподібні види. Тому необхідні дослідження питань конвертації ДВЗ на таке паливо при використанні їх у стаціонарній або пересувній енергетичній установці.

Джерелами біомаси, як енергоносія в сільгоспвиробництві, можуть бути спеціально вирощувані культури, а також відходи рослинництва й тваринництва. Найбільш перспективними культурами, вирощуваними як енергоносії, можуть бути рапс, цукрове сорго, топінамбур, а також деякі швидкозростаючі деревинні породи. Відходи рослинництва (стебла соняшника, солома й ін.) традиційно використовувалися в степових районах, як паливо. Однак, надалі вони були замінені кам'яним вугіллям і природним газом і практично перестали використовуватися як джерело енергії, а їхня утилізація супроводжується витратами праці, енергетичних ресурсів і погіршенням екології. Тому в майбутньому використання відходів рослинництва для одержання енергії, як спосіб їхньої утилізації, неминуче.

При плануванні використання відходів рослинництва, як енергоносія, в конкретних випадках необхідно знати їхні ресурси й основні характеристики, як джерел енергії. У таблиці 1, отриманій на основі теоретичних даних з критичної літератури, наведені найбільш важливі характеристики основних видів відходів рослинництва Запорізького краю.

Як видно з таблиці 1, ресурси деяких з відходів величезні. Більшість із них не використовується або використовується мало. Наприклад, солома, ресурси якої в краї найбільш великі, від третини до половини врожаю спалюється на полях, а виноградна лоза, деревина викорчуваних садів спалюються практично повністю.

Відходи рослинництва мають ряд властивостей, які відрізняють їх один від одного, а також від традиційних видів палива. Це такі властивості, як щільність, розміри часток, вологість і ін.

Таблиця 1

## Характеристика відходів рослинництва

Матеріал	Средня урожайність, т/га	Средня щільність, кг/м <sup>3</sup>	Теплота згорання (при вологості 20 %) МДж/кг	Примерний еквівалент рідинного палива, кг/кг рідин. топ.
1. Солома зернових культур	2,5–4	55	11,5	4
2. Стебли подсолнечника	3	40	12,5	4,2
3. Стебли кукурузи	6	45	12,5	4,3
4. Виноградна лоза	2–4	650	14	3,5
5. Ветки після обрізки плодів культур	2–8	750	10,5	4
6. Дрова розкорчеваних садів	40–100	750	10,5	4

Тому навіть при використанні їх у найпростішому варіанті, для опалення, необхідно або ускладнювати конструкцію топкових пристроїв, або змінювати їхні властивості переробкою (перемелювання, дроблення, пресування й т.п.). У той же час найбільш важливі характеристики відходів з погляду використання їх як енергоносіїв - теплота згорання одиниці маси, хімічний (елементний) склад - досить близькі. Тому при відповідній переробці вони можуть бути використані в однотипних енергетичних установках без істотних змін їхньої конструкції.

При переробці відходів у газоподібний стан можуть бути отримані газоподібні палива в основному двох типів: біогаз, основним паливним елементом якого є метан і генераторний газ.

Технології одержання біогазу досить відпрацьовані, однак, як і одержання рідких палив, вимагають значних первісних витрат і не можуть бути реалізовані в сільськогосподарському виробництві, якщо не будуть включені у регіональну програму розвитку енергетики.

Генераторний газ може бути отриманий у газогенераторних установках, конструкція яких досить відома й не вимагає істотних попередніх капітальних вкладень.

У багатьох країнах миру, у тому числі в СРСР, в 20-50-і роки ХХ століття випускалися газогенераторні трактори й автомобілі. Однак, надалі від їхнього виробництва й розробки відмовилися з багатьох причин, найістотнішими з яких вважаються менша потужність двигуна (на 35-45%) у порівнянні з відповідним двигуном на рідкому паливі, а також велика маса газогенераторної установки й перевезеного палива, більше 5% конструкційної маси машини. Ці фактори дуже істотні для мобільної машини, тому що значно знижують продуктивність і економічність її роботи. Однак для стаціонарних і пересувних енергоустановок ці недоліки набагато менш істотні. Пересувні газогенераторні установки можуть бути переміщені до місць скупчення відходів рослинництва, забезпечуючи компенсацію енергетичних витрат на підготовку відходів рослинництва як палива. Ефективність стаціонарних енергоустановок може бути істотно підвищена при комплексному використанні енергії палива, підготовленого з відходів рослинництва палива.

Оскільки газогенераторні двигуни в цей час не випускаються, тому можуть бути розроблені на основі дизельних і карбюраторних двигунів, що випускаються. Як показали аналіз і зроблені розрахунки, конвертація дизельного двигуна у власне газогенераторний вимагає занадто великої конструктивної переробки, а при перекладі на газодизельний цикл при зниженні потужності в припустимих межах заміщення дизельного палива може скласти всього 30-40% залежно від режиму роботи. Тому найбільш доцільним представляється переклад на генераторний газ застарілих карбюраторних автомобільних двигунів, які широко використовуються в сільському господарстві. Для деяких з них (наприклад, ЗИЛ-130) є розроблені конструкції газогенераторних установок.

Проведені розрахунки показали, що потужність таких двигунів при перекладі на генераторний газ може зменшитися на 25-30% у порівнянні з бензиновим варіантом, однак отримана потужність може бути достатньою для використання для різних типів пересувних і стаціонарних енергетичних установок, а повна заміна в них рідкого палива може дати економічний і екологічний ефект.

Аналіз наявних даних показав, що в першому наближенні основні показники двигунів, що працюють на альтернативних паливах (газогенераторні, на біогазі), можуть бути визначені, як і для двигунів на звичайних рідких і газоподібних паливах, методом теплового розрахунку.

Показники газогенераторного двигуна можуть бути визначені методом теплового розрахунку газового двигуна. При цьому повинні бути внесені уточнення, пов'язані з особливостями наповнення, стиска й згоряння робочої суміші з генераторним газом, а також теплоти згоряння газу й суміші, теплоємності суміші й продуктів згоряння.

*Висновки.*

1. Рішення проблеми енергозабезпечення мобільних технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві може бути досягнуте при одночасному використанні енергозбереження (застосування енергозберігаючих технологій, ощадливих машин, підтримці їхньої економічності в процесі експлуатації й т.д.) і застосування альтернативних палив, поновлюваних джерел енергії й енергоносіїв.

2. Одним з найважливіших поновлюваних альтернативних видів палива для сільськогосподарського виробництва може бути біомаса відходів рослинництва й тваринництва. Ресурси її дуже великі, є надлишки, утилізація яких супроводжується істотними економічними й екологічними витратами. У той же час біомаса, маючи значні запаси енергії, може досить просто запасатися й зберігатися на відміну від інших видів поновлюваних джерел енергії (сонце, вітер і ін.).

3. Для компенсації неминучих додаткових витрат на підготовку біомаси як палива доцільним є перетворення її хімічної енергії в механічну роботу, що в цей час реально може бути здійснене у двигуні внутрішнього згоряння після перетворення біомаси в рідкі або газоподібні палива.

4. Найближчим часом більше перспективними представляються газоподібні продукти переробки: біогаз й генераторний газ, які можуть бути використані в конвертовані на ці палива карбюраторних, газових або дизельних двигунах. Параметри цих двигунів можуть бути розраховані на підставі відомих методик із пропонованими уточненнями.

5. Найбільш доцільне використання двигунів, які працюють на одержуваному при переробці біомаси газоподібному паливі, у складі пересувних енергетичних модулів, змонтованих на автомобільному або тракторному причепі, виробництво яких можливо на базі підприємств АПК.

*Література*

1. Автомобильные и тракторные двигатели (Теория, системы питания, конструкции и расчет) / под ред. проф. *И.М. Ленина*. - М. : Высшая школа, 1969.- С. 33-42.

2. *Артамонов М. Д.* Автотракторные газогенераторы / *М. Д. Артамонов*. - М.: Огиз-Сельхозиздат, 1937.- С. 52.

3. Баадер В. Боготворение: теория и практика / В. Баадер, Э. Дону, М. Бренндерфер : пер. с нем. и предисловие М.И. Серебряного. - М. : Колос, 1982.- С. 38.
4. Безруких П. П. Нетрадиционная энергетика Индии: стан и перспективы / П. П. Безруких, Т.М. Дорогина // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1997. - № 6. - С.27-28.
5. Биомасса как источник энергии / под ред. С. Соуфера, О. Заборски. - М. : Мир, 1976. - С. 59-66.
6. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983.- С. 44.
7. Звонов В. А. Экология: альтернативные топлива с учетом их полного жизненного цикла / В. А. Звонов, А.В. Козлов, А.С. Терноченко // Автомобильная промышленность. - 2001. - № 4.- С. 52-53.
8. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В. П. Демидов. - М. : Высшая школа, 1971.- С. 78-82.
9. Лиханов В. А. Снижение токсичности автотракторных дизелей / В.А. Лиханов, А. М. Сайкин. - М. : Агропромиздат, 1991.- С. 23-27.

## **ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ В ДВИГАТЕЛЯХ СЕЛЬСЬКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Холод И.М., Холод А.П.

**Аннотация** – в статье проанализированы ресурсы разных видов отходов растениеводства, их основные свойства, а также способы подготовки и использования в двигателях и возможные их показатели при работе на этих топливах.

## **POSSIBILITY OF USING ALTERNATIVE FUELS IN ENGINES OF AGRICULTURAL PURPOSE**

I. Kholod, A. Kholod

### *Summary*

**The present article analyses resources of various kinds of the plant production waste, their main properties, and also methods of their preparation and using in engines, and their possible performance at burning these fuels.**



УДК 629.017

## ЗАСТОСУВАННЯ АКСЕЛЕРОМЕТРІВ ПРИ ДИНАМІЧНИХ ВИПРОБУВАННЯХ АВТОМОБІЛІВ

Коробко А., зав. відділом стандартизації та метрології  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Тел. (0619) 42-04-42

**Анотація** - визначені можливості застосування акселерометрів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях автомобілів.

**Ключові слова** – акселерометр, динамічні (кваліметричні) випробування, реєстраційно-вимірювальні комплекси.

*Вступ.* З кожним роком у світі суттєво збільшується виробництво автомобілів, їх технологічний рівень і, разом з цим, підвищуються вимоги до систем безпеки.

Для забезпечення необхідного рівня безпеки при використанні автомобіля необхідно розширювати контроль різних механізмів, що приймають участь в роботі автомобіля, якісно більш високий рівень випробувань і впровадження нових пристроїв з широкими функціональними можливостями.

Використання датчиків інерції, так званих акселерометрів, відіграє значну роль у вирішенні указаних проблем. Тому необхідно проаналізувати варіанти застосування, принципи дії і розвиток технологій виробництва акселерометрів, що використовуються в даний час у світовому автомобілебудуванні.

На сьогоднішній день актуальним є питання створення мобільних реєстраційно-вимірювальних комплексів для оцінки параметрів руху автомобілів при кваліметричних випробуваннях. Саме такий комплекс створено і експлуатується на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ і пропонується для розгляду.

*Аналіз останніх досягнень і публікацій.* В роботі [1] наведено детальні відомості про принципи роботи, конструкції, характеристики і умови експлуатації усіх типів датчиків, що використовуються в різних областях.

В указані роботі [1] також наводяться результати аналізу ринку, детальні відомості про принципи роботи датчиків прискорення. Можливості застосування в автомобільній промисловості усіх сучасних типів акселерометрів детально проаналізовано в [2].

*Мета і постановка задач дослідження.* Метою даного дослідження є визначення можливостей застосування акселерометрів при кваліметричних випробуваннях.

Для досягнення даної мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити область застосування акселерометрів при кваліметричних випробуваннях автомобіля;
- визначити можливості мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу (РВК), розробленого на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ.

*Основна частина.* Основні види автомобільних акселерометрів. Акселерометр вимірює прискорення або, відповідно до другого закону Ньютона, силу, що викликає прискорення інерційної маси.

Принцип роботи акселерометрів відрізняються в залежності від способу отримання електричного сигналу при детектуванні руху інерційної маси. На сьогоднішній день виділяють три основні категорії автомобільних акселерометрів [1] (рис. 1).

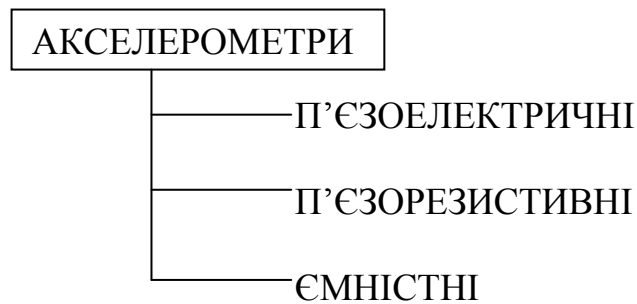


Рис. 1. Категорії автомобільних акселерометрів

Жорсткішання стандартів на забезпечення безпеки дорожнього руху в розвинутих країнах і пов'язане з цим покращення експлуатаційних властивостей систем захисту є однією із найважливіших причин підвищення необхідності в нових, більш дорогих датчиках.

Об'єктивним фактором збільшення систем керування в автомобілі різного функціонального призначення – від моніторингу стану двигуна до систем безпеки пасажирів – являється розвиток технологій мікроелектромеханічних систем (MEMS – microelectromechanical systems). Концепція MEMS включає в себе інтеграцію на кремнієві основі механічних елементів, сенсорів і виконавчих механізмів, а також електроніки для обробки сигналу.

MEMS-технології супроводжуються авангардними технічними рішеннями: на їх основі створені MEMS-акселерометри, гіроскопи і датчики тиску.

Застосування акселерометрів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях автомобілів. Проведення кваліметричних випробувань потребує застосування мобільних обчислювальних комплексів [3], що дозволяють без втручання в конструкцію автомобілів здійснювати визначення його кінематичних і динамічних параметрів. Експериментальні дослідження динамічних якостей колісних машин ґрунтуються

на вимірюванні параметрів руху різними інерціальними чутливими елементами і системами в реальних умовах руху машин по дорозі.

Такі системи широко використовуються при гальмівних випробуваннях автомобілів. При проведенні гальмівних випробувань автомобілів дорожнім методом використовується прилад для вимірювання ефективності гальмівних систем «Эффект-02» [4]. Принцип дії його базується на вимірюванні прискорення автомобіля з подальшою обробкою результатів вимірювання.

Аналогічний принцип роботи покладено в основу роботи вимірювача динамічних характеристик автомобіля SPRINT SG2 [5].

Для розрахунку швидкості руху застосовується інтегрування прискорення по часові, а для розрахунку гальмівного шляху – подвійне інтегрування прискорення по часові. Як відомо, при інтегруванні накопичується значна похибка вимірювань.

Крім вимірювання ефективності гальмування SPRINT SG2 дозволяє вимірювати потужність і крутний момент на валу двигуна і колесах автомобіля.

В ХНАДУ О. П. Алексієвим і В. О. Алексієвим розроблений і успішно експлуатується вимірювальний мікропроцесорний комплекс [6], заснований на використанні методу непрямих вимірювань динаміки колісної машини. Він являє собою апаратуру, що встановлюється практично на будь-який транспортний засіб в якості спеціалізованого бортового обчислювального комплексу – БОК. В якості інерційних чутливих елементів БОК використовуються трикоординатні датчики прискорень, тобто датчики здійснюють вимірювання прискорень автомобіля в напрямку трьох координатних осей.

При прямолінійно-поступовому русі усі точки автомобіля мають однакові кінематичні параметри. Тому для визначення параметрів руху автомобіля достатньо одного датчика повздовжнього прискорення («Эффект-02», «SPRINT SG2»). Для того щоб визначити параметри плоскопаралельного руху автомобіля необхідна установка двох датчиків прискорень.

Мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс. Співробітниками кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ проведено ряд експериментів з використанням двох акселерометрів MMA720QT.

Під час випробувань проводяться прямі вимірювання прискорень точок, в яких установлені акселерометри і непрямі вимірювання параметрів руху автомобіля в цілому.

На рис. 2 показано загальний вид вимірювального комплексу.

Дослідження показали, що розрахунок швидкості руху за допомогою двох акселерометрів дає більш точні результати у порівнянні з іншими вимірювальними комплексами.

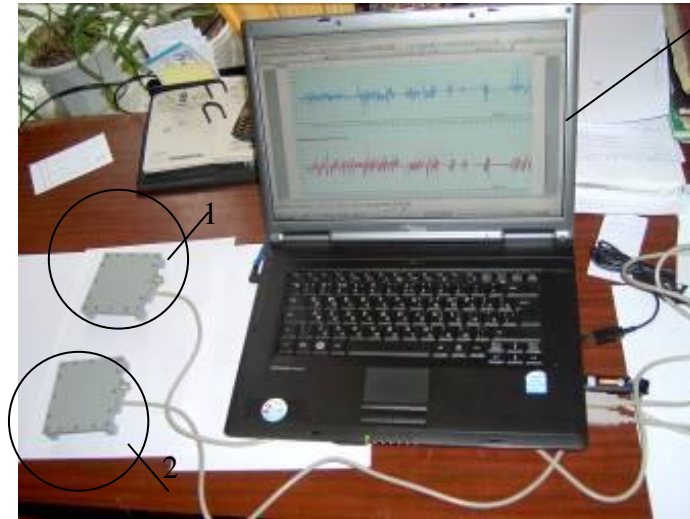


Рис. 2. Загальний вид вимірювального комплексу:  
1, 2 – акселерометри; 3 – ЕОМ

Вимірювальний комплекс легко установлюється в автомобілі (рис. 3).



Рис. 3. Установка акселерометрів на автомобілі в передній (а) і задній (б) частині автомобіля

Погрішність таких вимірювань складається лише з погрішності прямих вимірювання, тобто вимірювання лінійних прискорень (для акселерометрів MMA7260QT – 1%) і координат розташування акселерометрів відносно подовжньої осі автомобіля. На основі цього можна зробити висновок, що при розрахунку гальмівного шляху з різних швидкостей два акселерометри дають більш точні результати. Вимірюючи бокове прискорення стає можливим передбачити поведінку автомобіля при різних погодних і дорожніх умовах.

Спостерігаючи за поведінкою автомобіля безпосередньо, такий вимірювальний комплекс дає можливість спрогнозувати з більшою точністю, які будуть зміни в керуванні при зміні потужності двигуна, жорсткості амортизаторів, зменшення маси, перерозподіл центру тяжіння автомобіля, тощо. Також це дозволить краще підготувати спортивний автомобіль до змагань.

Для отримання такої безлічі корисних даних нема необхідності конструювати і впроваджувати складні механізми в автомобіль.

Розроблений РВК достатньо простий в установці і використанні.

*Висновки.* Завдяки розвитку MEMS-технологій і удосконаленню акселерометрів можна значно обезпечити автомобіль.

Під час проведення динамічних (кваліметричних) випробувань автомобілів з використанням мобільного РВК, розробленого на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, були отримані нові і більш точні результати досліджень динамічної поведінки автомобіля на дорозі.

#### Література

1. *Аш Ж.* Датчики измерительных систем: В 2 кн. / *Ж. Аш.* – М.: Мир, 1992. – 480 с.
2. *Сысоева С.* Автомобильные акселерометры / *С. Сысоева* // Компоненты и технологии. – 2005. – №8. – С. 12-18.
3. *Гаврилов Э. В.* Принципы работы мобильных вычислительных комплексов / *Э. В. Гаврилов, О. П. Алексиев, О. П. Смирнов*// Информационные технологии. – М., 1999. – С. 139-141.
4. Измеритель эффективности тормозных систем автомобилей. - Паспорт М 016.000.00 ПС.
5. Измеритель динамических характеристик автомобиля Sprint SG2. Руководство пользователя.
6. Устойчивость колёсных машин против заноса в процессе торможения и пути её повышения / [*М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Павленко, В. Н. Павленко, М. В. Байцур, А. И. Назаров, В. О. Алексеев*]; под ред. *М. А. Подригало.* – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.

## ПРИМЕНЕНИЕ АКСЕЛЕРОМЕТРОВ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.В. Коробко

**Аннотация** – в работе определены возможности использования акселерометров при динамических (кваліметрических) испытаниях автомобилей.

## THE APPLICATION OF ACCELEROMETERS AT THE DYNAMIC TESTING OF CARS

A. Korobko

#### *Summary*

**A paper considers possibilities of using accelerometers at the dynamic (quality metering) testing of cars.**

УДК 621.824.33

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СОСТАВУ ПОРОШКОВИХ  
КОМПОЗИЦІЙ ТА ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОКОНТАКТНОГО  
НАПІКАННЯ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ КУЛАЧКІВ РОЗПОДІЛЬНИХ  
ВАЛІВ ДВИГУНУ КАМАЗ-740.10**

Лазуренко А.С., асп.\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-20-74

***Анотація*** – роботу присвячено дослідженню впливу складу компонентів у порошковій композиції та впливу параметрів процесу електроконтактного напикання на зчеплюваність покриттів з основою. Результати дослідження дозволяють забезпечити оптимальні режими електроконтактного напикання порошкової композиції для якісної зчеплюваності покриття з основою.

***Ключові слова*** – порошкова композиція, електроконтактне напикання, зчеплюваність, тривалість імпульсу струму, щільність струму.

*Постановка проблеми.* В результаті досліджень [1] встановлено, що при електроконтактному напиканні різноманітних порошкових композицій, властивості отриманих покриттів досить суттєво відрізняються як за зносостійкістю й довговічністю покриттів, так і й за міцністю зчеплюваності з основою, корозійною стійкістю та за іншими властивостями.

Різнманітність марок порошоків, що випускаються, дозволяє одержувати покриття із різними властивостями, різній твердості і зносостійкості. Однак, на властивості покриття при електроконтактному напиканні порошоків досить суттєво впливають режими самого процесу. При напиканні однієї порошкової композиції, змінюючи параметри процесу напикання, властивості отриманого покриття в кожному випадку будуть різні. Тому, вирішуючи задачу про відновлення деталі методом електроконтактного напикання порошоків, необхідно керуватися наступними принципами:

1. Застосовувати марку порошку і склад порошкової композиції, щоб отримане покриття відповідало технічним вимогам на відновлення деталі.

---

© асп. А. С. Лазуренко

\* Науковий керівник – к.т.н. А.О. Смелов

2. При виборі порошкової композиції, проводити техніко-економічну оцінку показників зносостійкості й довговічності покриття.

3. Теоретично і експериментально підбирати найбільш оптимальні режими процесу напикання.

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідженнями авторів [1, 2, 3] встановлено, що найбільш дешевими порошковими композиціями є порошки на основі заліза широкого гранулометричного діапазону, призначені для індукційного наплавлення і призначені для наплавлення деталей сільськогосподарських машин (лемеші плугів, лапи культиваторів, диски борін і так далі), а також для наплавлення деталей металургійного і енергетичного устаткування.

Згідно з даними вищевказаних досліджень:

1. Закономірності зміни величин зношування для всіх розглянутих порошкових сумішей на основі заліза характеризуються зниженням зносостійкості зі збільшенням змісту залізного порошку у вихідних порошкових сумішах [1]. Інтенсивність зниження зносостійкості росте з мірою збільшення змісту залізного порошку. Збільшення змісту заліза більше ніж 60% у сумішах з порошками ПГ-С27 і ПГ-УС25 і більше ніж 70...75 % у сумішах з порошками ФБХ-6-2 і КБХ веде до різкого зниження твердості й підвищенню зношування.

2. Результати досліджень зносостійкості покриттів, отриманих з порошків ПГ-С27, ПГ-УС25, ФБХ-6-2 і КБХ без додавання залізного порошку, на машині тертя СМД-2 за схемою диск-колодка показали, що їх зносостійкість у 5...9 разів вище, чим у загартованої сталі 45.

3. При легуванні залізного порошку порошком ФБХ-6-2 для забезпечення відносно оптимальної зносостійкості, достатньо увести його до складу суміші в кількості 30%, порошок КБХ - 20...25%; порошок ПГ-С27 40...45%; порошок ПГ-УС25 45...50%. Тобто порошків КБХ і ФБХ-6-2 у сумішах менше, ніж порошків ПГ-С27 і ПГ-УС25, які являють собою литі тверді сплави.

4. Порошкові матеріали КБХ і ФБХ-6-2 являють собою суміш дрібнодисперсних порошків, які виступають у ролі твердих включень, а також як легуючі складові. При формуванні покриття електроконтактним напиканням електродом-пуансоном тривалість імпульсу в нашому випадку на порядок перевищує тривалість імпульсу струму при напиканні електродом роликком. Цього часу перебування в розігрітому стані рівномірно перемішаних часток залізного порошку й лігатури виявляється достатнім для протікання дифузійних процесів. У результаті дрібні частки феросплавів встигають розчинитися в матриці, легуючи її і підвищуючи механічні властивості, а більші здобувають округлу форму і виступають у ролі часток підвищеної твердості, що армують матрицю.

5. Добра розчинність феросплавів у матриці покриття (зокрема ферохрому) пояснюється тим, що ферохром складається в основному з гексагонального подвійного карбїду хрому й залїза з матрицею з легovanого фериту й легко без додаткової перебудови розчиняється в залїзі.

Механїзм змїцнення покриття порошками ПГ-С27 і ПГ-УС25 трохи їнший. Цї порошокївї матерїали являють собою частки однорїднї за хїмїчним складом. Легуючі елементи перебувають у зв'язаному станї, тому дифузїйнї процеси протїкають з меншою швидкїстю і частки лише армують глейку матрицю, не змїнюючи її хїмїчного складу.

Твердїсть покриттїв змїнюється аналогїчно зносостїйкостї, тобто знижується в мїру збїльшення змїсту в сумїші залїзного порошку. Інтенсивнїсть зниження твердостї росте в мїру збїльшення в сумїші залїзного порошку.

Твердїсть покриттїв, що мають зносостїйкїсть на рївнї серїйних кулачкїв, для рїзних зносостїйких наповнювачїв рїзна. Так твердїсть покриття з порошкової сумїші ПК + 30% ФБХ-6-2 складала НRC 50...52, а з порошкової сумїші ПК + 40% ПГ-С27 - НRC 44...45.

Закономїрностї зниження твердостї пояснюються тими ж причинами, що й закономїрностї зниження зносостїйкостї.

*Метою* даної роботи є дослідження впливу складу компонентів у порошковій композиції та впливу параметрів процесу електроконтактного напїкання на зносостїйкїсть і твердїсть покриттїв та обґрунтування складу порошкових композицій для відновлення кулачкїв розподїльних валїв двигуну КамАЗ-740.10, що надасть можливостї роби-ти обґрунтований за технїко-економїчним критерїєм вибїр порошкової композиції та режимїв електроконтактного напїкання для відновлення кулачкїв розподїльних валїв.

*Основна частина.* Оцїнюючи технїко-економїчнї показники зносостїйкостї й довговїчностї покриттїв, отриманих при напїканнї порошокїв і порошкових сумїшей [3], для подальших досліджень впливу параметрів процесу електроконтактного напїкання порошокїв на зчїплюванїсть з основою були обранї наступнї порошокївї матерїали: ПГ-С27 ГОСТ 21448-75, ПГ-УС-25 ГОСТ 21448-75, ФБХ-6-2 ГОСТ 21448-75 і КБХ. Хїмїчний склад обраних порошкових матерїалїв наведено у табл. 1.

У результатї досліджень впливу режимїв електроконтактного напїкання порошкових композицій на зчїплюванїсть покриття з основою встановлене наступне.

У досліджуванїй областї параметрїв процесу, практично на всїх сполученнях режимїв, розрив зразкїв відбувається по напеченому шарї та на торцевїй поверхнї залишається шар напеченого матерїалу (рис. 1), тобто зусилля розриву зразкїв характеризує якїсть (механїчнї властивостї) шару, а мїцнїсть зчеплення шару з основою трохи вище отриманих значень.



Таблиця 1

## Хімічний состав порошкових матеріалів (механічних сумішей)

Марка порошку	Масова доля хімічних елементів, %								Твердість HRC
	C	Cr	Ni	Si	Fe	B	Mn	Cu	
ФБХ-6-2	3,3-5,5	32-37	-	1-2,5	Основа	1,3-2,2	2,5-5,5	-	53,2
КБХ	4-5,7	35,7	0,7-1,8	2-3	Основа	0,1-0,3	0,7	0,5-1,1	-
ПГ-С27	3,3-5,5	25-28	1,5-2	1-2	Основа	-	0,8-1,5	-	54,2
ПГ-УС-25	4,4-5,7	35-41	1,0-1,8	1,6-2,6	Основа	-	до 2,5	-	HRB 33-55

Однак, існують такі області режимів, у яких відбувається розплавлення шихти й виплеск або ж схоплювання шару, що наноситься з поверхнею електрода. Розплавлення й виплеск у більшій мері властиві композиції з використанням у якості легуючих добавок порошків типу ПГ-С27 і інших, що представляють собою покращений сормайт. Виплеск призведе до утворення в нанесеному шарі раковин великих розмірів (рис. 1,б), тобто браку. Схоплювання шару з поверхнею електродів призведе до різкого зниження стійкості електродів та погіршенню властивостей шару.

Встановлено, що для порошкової суміші ПК + 30% ФБХ-6-2 при щільності струму  $(45...50) \cdot 10^6 \text{ A} / \text{i}^2$  формування порошку до шару відбувається при тривалості імпульсу струму не менш ніж 1,5 с. Однак тривалість імпульсу струму 1,5 с не забезпечує необхідного рівня зчеплюваності і на всіх значеннях питомих тисків відрив зразка відбувається по поверхні торця штифта (рис. 2,б).



Рис. 1. Характер руйнування поверхні відриву штифтів від напеченого шару: а) шар якісний; б) у шарі присутні раковини.

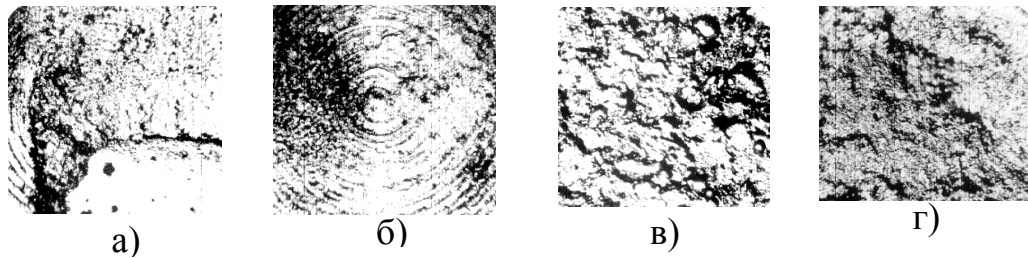


Рис. 2. Характер поверхні відриву штифта від напеченого на різних режимах шару.

При тиску менше 10 МПа і тривалості імпульсу 1,5 с, покриття практично не утворюється. З ростом тиску процес починає розвиватися й при тиску 15...25 МПа зчіплюваність становить близько 100 МПа (рис. 2). Подальше збільшення тиску призведе до зниження зчіплюваності, тобто залежність зчіплюваності від тиску має складний вигляд. Спочатку з ростом тиску зчіплюваність збільшується, а потім спадає (рис. 3). Оптимальні значення тиску й тривалості імпульсу струму, що забезпечують на даній щільності струму зчіплюваність не нижче ніж 200 МПа, відповідно дорівнюють 15...25 МПа й 2...3 с.

З ростом питомих значень струму закономірності зміни зчіплюваності від тиску й тривалості струму зберігаються. Однак необхідна тривалість імпульсу струму зменшується, а максимальне зчеплення шару з основою становить при більших значеннях тиску. Так при щільності струму  $(70...75) \cdot 10^6 \text{ А/і}^2$  тиск повинен складати у межах 25...35 МПа, а вже при  $(100...110) \cdot 10^6 \text{ А/і}^2$  35...45 МПа. Тривалість імпульсу струму відповідно 2...2,5 с і 1...1,5 с. Максимальна міцність зчеплення при цьому є не нижчою за 250 МПа.

Пояснюється це наступним чином. Тиск який діє на порошок визначає величину контактної опору між шаром порошку й поверхнею кулачка та величину електроопору спресованого порошкового шару. Струм і тривалість імпульсу визначають кількість тепла, що виділяється в контакт. Малі тиски, що діють на шар порошку не забезпечують рівномірного ущільнення. У результаті процес протікає нестабільно. В окремих зонах (у випадковому місці) спостерігається локальний електричний пробій, це призводить до збільшення значень щільності струму на ділянці протікання струму і інтенсивному виділенню тепла. Порошок плавиться, а не спікається. При цьому на інших ділянках порошок може не припікатися і при відриві штифта відшаровується навіть при великій шорсткості відновлюваної поверхні (рис.1а).

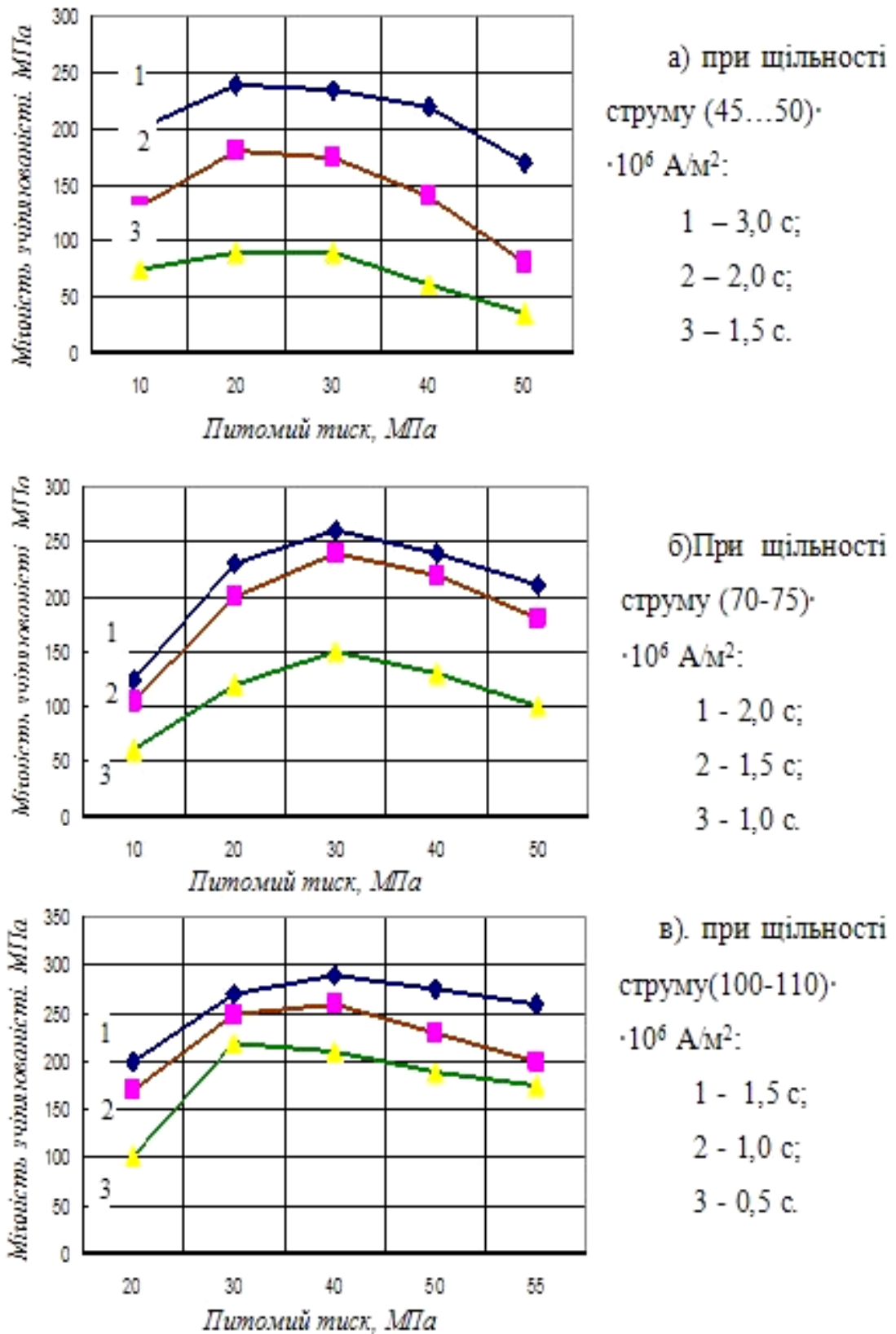


Рис. 3. Вплив режимів електроконтактного напівання на міцність зчеплення покриттів з порошкової композиції ПЖ + 30% ФБХ-6-2 з основою.

В міру збільшення тиску порошок починає інтенсивно ущільнюватися, відбувається зниження питомого опору і його вирівнювання по перетині [4]. Це призводить до рівномірного розподілу струму по площі напікання шару і поліпшує тепловиділення, що сприяє підвищенню якості зчеплення. Подальше підвищення тиску (більше 40 МПа) практично не впливає на опір шару, тобто на тепловиділення. Однак відвід тепла в електроди й тіло деталі через покращення контакту збільшується. Це приводить до зниження температури в шарі й погіршенню напікання. Правомірність такого пояснення зниження зчіплюваності зі збільшенням тиску, тобто збільшенням тепловідводу, підтверджується й тим, що при більшій тривалості імпульсу струму інтенсивність зниження зчіплюваності збільшується.

Таким чином, так само як і при напіканні порошкового матеріалу роликком електродом, у досліджуваній області режимів електро-контактного напікання електродом-пуансоном, для кожного значення щільності струму існують певні значення тривалості імпульсу струму та зусилля стиску електродів, при сполученні яких забезпечується якісне формування шарів. Відхилення від оптимальних значень режимів призводить або до вищеописаних явищ виплеску або ж до низького рівня зчіплюваності. Тиск і тривалість імпульсу для одного рівня щільності струму, що забезпечують якісне нанесення порошкового шару, не прийнятні при інших рівнях щільності струму. Якщо щільність струму збільшується, то на тих же самих режимах за тиском й тривалістю імпульсу спостерігаються явища схоплювання або частково-ве плавлення шару. При цьому значно збільшується температурний вплив на деталь. Зменшення щільності струму викликає зниження міцності зчіплюваності й механічних властивостей шару.

Тривалість імпульсу впливає на процес за аналогічними вищеописаними закономірностями. При постійних значеннях струму і тривалості імпульсу зменшення тиску приводить спочатку до зниження зчіплюваності, при значному зниженні, до виплескам. Закономірності формування шару з порошкової композиції ПК + 30% ФБХ-6-2, описані вище, характерні й для композиції ПК + 40% ПГ-С27. Результати впливу режимів напікання цієї композиції на зчіплюваність представлені на рис.4.

Доцільно відзначити, що на показники процесу напікання істотний вплив, поряд з іншими факторами, має конструктивне виконання електродів [5]. Так тривалість імпульсу струму може бути істотно змінена при зміні відстані від контактної поверхні нижнього електрода до порожнини охолодження водою. Тому в процесі експлуатації встаткування (при зачищенні контактної по-

верхні електрода) можливе коректування тривалості імпульсу струму [6]. При цьому необхідно керуватися вищеописаними закономірностями впливу режимів. Значення параметрів, що рекомендуються до електроконтактного напикання металевих порошків наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Значення параметрів, що рекомендуються до електроконтактного напикання металевих порошків електродом-пуансоном

Порошкова композиція	Значення параметрів		
	Щільність струму, $10^6 \text{ А/м}^2$	Тиск електродів, МПа	Тривалість імпульсу струму, с
ПЖ +30%ФБХ-6-2	45-50	19-24	2,8-3,0
	70-75	25-30	1,5-2,5
	100-110	30-40	1,0-1,5
ПЖЧ +40%ПГ-027	45-50	30-40	2,5-3,0
	70-75	40-45	1,5-2,0
	100-110	45-50	1,0-1,5

*Висновки.* В результаті дослідження впливу складу компонентів у порошковій композиції було проаналізовано відновлення кулачків розподільних валів порошками на основі заліза. За техніко-економічними показниками для відновлення кулачків електроконтактним напиканням запропоновані порошкові суміші – ПГ-С27 ГОСТ 21448-75, ПГ-УС-25 ГОСТ 21448-75, ФБХ-6-2 ГОСТ 21448-75 і КБХ. В результаті дослідження впливу параметрів процесу електроконтактного напикання на зчеплюваність покриттів були отримані найбільш оптимальні режими напикання.

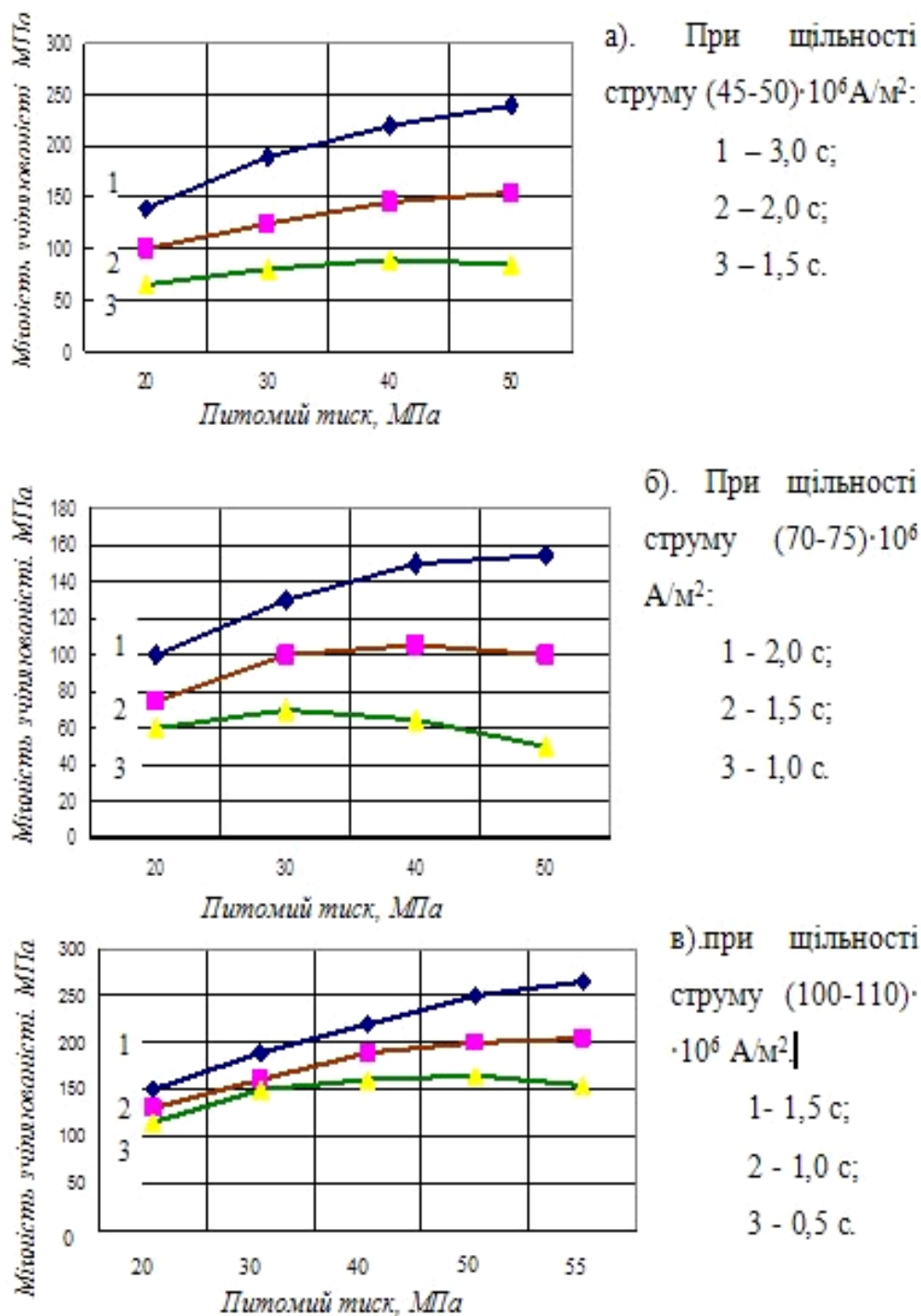


Рис. 4. Вплив режимів електроконтактного напикання на міцність зчеплення покриттів з порошкової композиції ПЖ + 40% ПГ - 027 з основою

#### Література

1. Фархиятов М.Н. Ресурсосберегающие технологии восстановления деталей сельскохозяйственных машин и оборудования электроконтактной приваркой коррозионностойких и износостойких материалов : дис. докт. техн. наук. / М.Н. Фархиятов. – Саранск, 2009. –368 с.

2. *Латышов Р.* Выбор компактных и порошковых металлических материалов и управление качеством покрытий при упрочнении и восстановлении деталей электроконтактной приваркой : дис. докт. техн. наук / *Р. Латышов.* – М., 2009. – 343 с.
3. *Меркулов А.Ф.* Восстановление кулачков распределительных валов ДВС электроконтактным напеканием металлических порошков в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий : дис. канд. техн. наук / *А.Ф. Меркулов.* – М., 1969.- 270 с.
4. *Амелин Д.В.* Новые способы восстановления и упрочнения деталей машин электроконтактной наваркой / *Д.В. Амелин, Е.В.Рыморов.* – М.: Агропромиздат, 1987. - 157 с.
5. *Слюзберг С.К.* Электроды для контактной сварки / *С.К. Слюзберг.* - Л.: Машиностроение, 1972. - 96 с.
6. Технология и оборудование контактной сварки. Учебник для машиностроительных вузов / [*Б.Д.Орлов и др.*].– М.: Машиностроение, 1986.- 352с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА ПОРОШКОВЫХ  
КОМПОЗИЦИЙ И ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОГО  
НАПЕКАНИЯ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ КУЛАЧКОВ  
РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740.10**

Лазуренко А.С.

*Аннотация* – работа посвящена исследованию влияния состава компонентов в порошковой композиции и влияния параметров процесса электроконтактного напекания металлических материалов на сцепляемость покрытий с основой. Обоснованы оптимальные режимы электроконтактного напекания порошковой композиции.

**RESEARCH OF INFLUENCE OF THE COMPOSITION OF  
POWDER MATERIALS AND PARAMETERS OF THE  
ELECTROCONTACT SURFACE WELDING FOR THE  
RESTORATION OF CAMSHAFTS OF THE KAMAZ-740.10 ENGINE**

A. Lazurenko

*Summary*

**Influence of the composition of powder materials and parameters of the electrocontact surface welding of metals on the quality of bonding of coatings is considered. Optimum modes of the electrocontact surface welding are substantiated.**

УДК 633.853.55

## РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МАШИНИ ДЛЯ ЗБИРАННЯ РИЦИНИ МЕТОДОМ ОЧІСУВАННЯ НА КОРЕНІ

Головін С.В., інж.\*

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-84

**Анотація** – робота присвячена дослідженню існуючих методів і засобів механізованого збирання рицини, а також обґрунтування технологічної схеми та конструкції очісуючого модулю.

**Ключові слова** – рицина, комбайнова технологія, збирання, очос, модуль.

*Постановка проблеми.* Збирання й післязбиральна обробка зерна - фінішні операції по вирощування сільськогосподарських культур. Вони підбивають підсумок всьому комплексу попередніх робіт з оптимального вибору районованих сортів, підготовці насіння, ґрунтообробки, посіву, догляду за рослинами. Разом з тим це найресурсомісткі операції. Так, експлуатаційні витрати на збирання врожаю з поля і його транспортування на господарський пункт післязбиральної обробки становлять 50...55% всіх витрат на його обробку. Тому необхідно постійно вдосконалювати технології збирання й технічні засоби для їх реалізації [1].

*Аналіз публікацій.* Розробкою інтенсивної технології вирощування рицини присвячений ряд наукових праць [1, 2, 3]. В роботі [4] наводяться результати проведення біометричних досліджень сортів рицини, що вирощуються на півдні України.

Для збирання рицини необхідно відносно дружне дозрівання й підсихання коробочок. На сортах рицини з коробочками, що не розтріскуються, для просушування рослин на корені застосовують хлорат магнію. Час обприскування - при побурінні коробочок центральної кисті. Збирання - через 12...15 днів після обприскування.

В умовах незрошеного землеробства збирання рицини починають при побурінні коробочок на центральних кистях і при їх підсиханні до вологості 12...14%. На поливних землях збирання починають трохи пізніше, при побурінні й підсиханні коробочок на кистях 1-го й 2-го порядків. Збирання при сухій погоді проводять через 8...10 днів після дефоліації.



Збирають рицину однофазним або двофазним способом.

Двофазний спосіб включає збір коробочок у полі й облушення (обмолот) їх у стаціонарних умовах токовища. Він застосовний в основному для збирання сортів рицини з коробочками, що розтріскуються.

Для сортів рицини з коробочками, що не розтріскуються, більш ефективний однофазний спосіб збирання комбайном. При цьому 15...20% основної маси врожаю надходить на токовище у вигляді зелених коробочок. Врох вимагає негайного сушіння й очищення, тому що має вологість до 50% і містить 10...15% бур'янистої домішки.

Селекціонери ВНДІМР вивели нові сорти з коробочками, що не розтріскуються, стійкими до фузаріозному зів'янення, що дозрівають в умовах півдня Росії, добре пристосовані до механізованого збирання, з високої масляністю насіння (50...52%) і потенційною врожайністю 18...22 ц/га: ВНДІМР - 165 поліпшений, Щербиновська, Белоріченська, Волзька, Кришталева 66 тощо. Вченими ВНДІМР розроблена технологія оброблення рицини, що дозволяє одержувати стабільні врожаї насіння на рівні 10...12 ц/га й вище. Виведені сорти й розроблені технології оброблення дозволяють повністю механізувати вирощування, збирання й доробку врожаю рицини.

ВНДІМР і ДСКБ «Ростсельмаш» були розроблені 4 покоління комбайнів для механізованого збирання рицини (С-6 із пристосуванням КЦ, ККС-4 (рисунок 1), ККС-6 (рисунок 2), ККС-8). Останній тип комбайна ККС-8 пройшов державні випробування, був рекомендований до виробництва, але випуск його так і не відбувся. Відділ механізації ВНДІМР розробив технологію й комплекс машин для післязбиральної доробки насінневого й товарного матеріалу рицини на стаціонарі (КЛ-1 - рицинова лінія) [5].



Рис. 1. Комбайн ККС-4



Рис. 2. Комбайн ККС-6

Існуючі машини для збирання рицини здійснюють пропуск всієї надземної маси рослин через молотарку й пристрій, що сепарує

(рис. 3), що викликає зайві витрати енергії на деформацію стебел і інших вегетативних частин рослин. Створення рицинозбиральної машини з технологічним процесом, що передбачає операцію обриву коробочок (плодів) рицини з рослин на корені, наступне відділення плодів від дрібних домішок і подальшу їх доробку, дозволило б усунути зазначені недоліки.

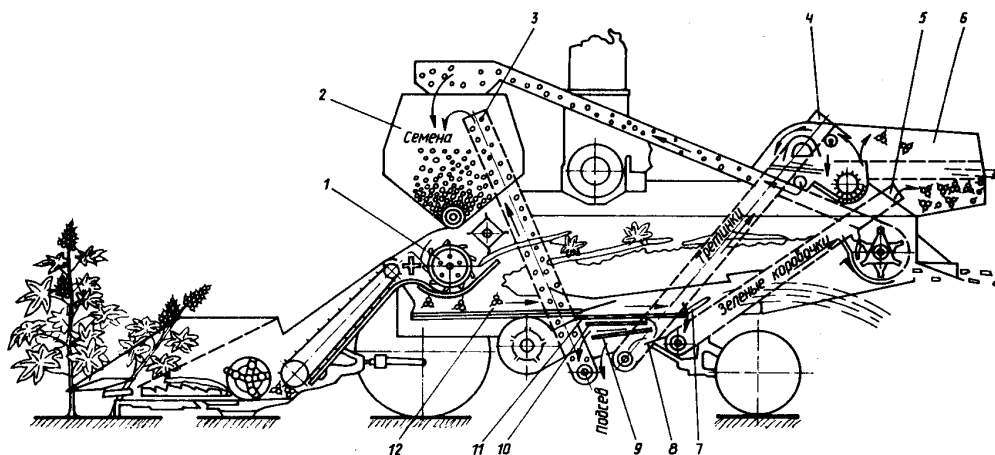


Рис. 3. Схема технологічного процесу збирання рицини комбайном:  
 1 – очісуючий апарат; 2 – бункер насіння; 3 – транспортер насіння;  
 4 – транспортер третинок; 5 – транспортер зелених коробочок;  
 6 – бункер; 7 – подовжувач; 8 – днище; 9 – скатна дошка; 10 – нижнє решето; 11 – верхнє решето; 12 – грохот.

Відомі технічні рішення на базі спеціальних машин, що удосконалюють технологію отримання насіння. Ці апарати дозволяють одержувати насіння рослин методом очосу на корені. В результаті вимірів розмірних характеристик і наступної їх обробки [2] отримані основні статистичні характеристики вимірюваних величин, які вказують на доцільність очісування плодів рослини на корені.

*Метою* роботи є розробка технологічної схеми та конструкції очісувального модуля для збирання рицини методом очісування рослин на корені.

*Основна частина.* У ТДАТУ розроблена технологічна схема і виготовлена лабораторно-польова установка для збирання рицини методом очісування рослин на корені (рис. 4) [6].

Пристрій містить раму 1, на валу встановлений обчісуючий барабан 2 з можливістю обертання в підшипникових вузлах. На валу на шпонках встановлена циліндрова частина обчісуючого барабану. На ній жорстко встановлені два конуси. У конусах і на барабані виконані скрізні отвори, в яких змонтовані секції робочих елементів. Кожна секція робочих елементів містить 6 елементів, виконаних у вигляді прямолінійних пальців. Довжина пальців однакова по всій довжині. У

кожній окремій секції пальці закріплені жорстко, що забезпечує постійний зазор між ними як за величиною, так і формою.

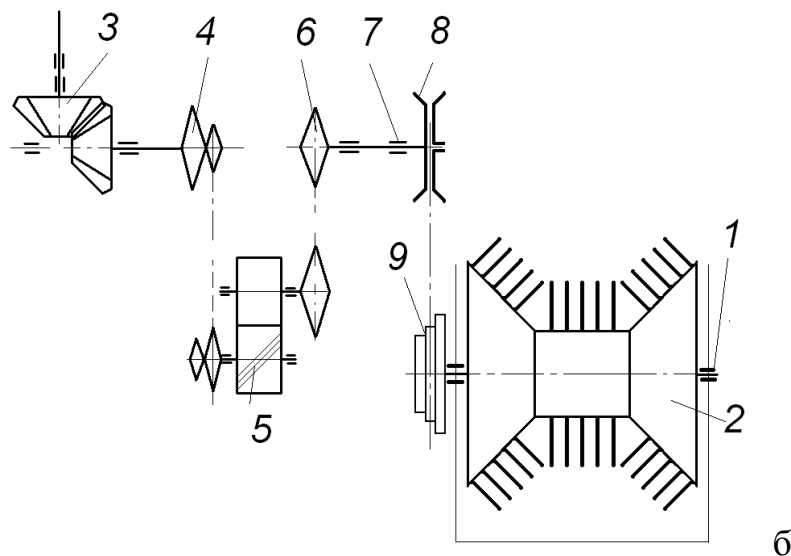


Рис. 4. Загальний вид (а) і кінематична схема (б) очісувального модулю: 1 - рама; 2 - очісувальний барабан; 3 – конічний редуктор (передаточне відношення 1:1); 4 – ланцюгова передача; 5 – циліндричний одноступеневий редуктор (передаточне відношення 1:1); 6 – ланцюгова передача; 7 – опора підшипникова проміжна; 8 – варіатор механічний; 9 – пасова передача.

Пристрій забезпечений також кожухом, що виконує роль бункера-накопичувача з можливістю вивантаження зібраного вороху через люк, що закривається щільно заслонкою.

Розроблений пристрій працює таким чином: обертання від ВВП трактора МТЗ-82 передається через карданну передачу до конічного

редуктора з передаточним відношенням 1:1, який змінює на 90 град вісь обертання. На вихідному кінці вала редуктора 3 встановлена на шлицях блок зірочок ланцюгової передачі 4 з можливістю пересування по валу. Інший блок зірочок (2 шт.) встановлено на вхідному кінці вала циліндричного одноступеневого редуктора 5, з передаточним відношенням 1:1. Призначення редуктора - зміна напрямку обертання очошуючого барабану. На вихідному кінці вала встановлено зірочку ланцюгової передачі 6, інша зірочка закріплена на валу підшипникової проміжної опори 7. З іншого боку встановлено механічний варіатор 8, з можливістю зміни діаметра шківів. На валу очошуючого барабану встановлено триручовий шків з різними діаметрами, з можливістю пересування по валу у шпоночному пазі.

В процесі роботи пристрою рослини поступають в зазор між обчісуючими пальцями секцій, де відбувається відділення листя, суцвіть і коробочок від стебел. Секції при входженні в стеблестій і при очосі рослин не відхиляються в протилежну обертання барабана сторону. Конуси дозволяють значно збільшити ефективність очосу грона рицини, зменшити втрати зерна, а також обчісувати і бічні грона рослини.

Запропоновано два різних робочих органа – барабан з кінчаними закінченнями і прямими жорсткими гребінками (рис. 5), а також – циліндричний барабан з пружними гребінками (рис. 6).



Рис. 5. Конічний робочий орган з жорсткими гребінками



Рис. 6. Циліндричний робочий орган з пружними гребінками

Впровадження запропонованої конструкції сприяє зниженню витрат на виконання технологічної операції – збирання врожаю, а також знижує втрати насіння за рахунок травмування його системами комбайна.

*Висновки.* Запровадження запропонованої конструкції очисувального модулю дозволить значно знизити витрати на збирання вро-

жаю, знизити травмованість насіння та рівень негативного навантаження на навколишнє середовище.

#### Література

1. *Никитчин Д.И.* Интенсивная технология выращивания подсолнечника и клещевины / *Д.И. Никитчин* [и др.] – К.: Урожай, 1990. – 176 с.
2. Розробка технологій і технологічного обладнання для глибокої переробки насіння рицини: звіт про НДР (проміжний) ТДАТА; кер. *В.А. Дідур*; виконавець *С.В. Головін*. Тема 1.16; №ДР0104V003927N2006. — Мелітополь: ТДАТУ, 2006. – 39 с.
3. Физиология и биохимия сельскохозяйственных растений: учебник / *Н.Н. Третьяков* [и др.] – М.: Колос, 1998. – 640 с.
4. *Головін С.В.* Результати досліджень фізико-механічних властивостей рицини / *С.В.Головін* // Праці ТДАТА.– Мелітополь, 2008. – Вип.8.- С. 45-51.
5. *Москаленко В.* Тракторы, машины, орудия. Клещевино-уборочный комбайн ККС-6 / *В. Москаленко, А. Савин* // Механізація й електрифікація сільського господарства.- 2001. - № 6.- С. 28-33.
6. Пат. 37775 Україна, МПК<sup>7</sup> А01D41/08, А01D45/30. Пристрій для збирання рицини / *В.А. Дідур, В.Т. Надикто, О.М. Леженкін, С.В. Головін* (Україна).- № 8 заявки; заявл.; опубл. 12.07.08, Бюл. №23.

### **РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ МАШИНЫ ДЛЯ СОБИРАНИЯ КЛЕЩЕВИНЫ МЕТОДОМ ОЧЕСЫВАНИЯ НА КОРНЮ**

Головин С.В.

**Аннотация** – в работе проанализированы существующие методы и средства механизированного собирания клещевины, а также обоснованы технологическая схема и конструкция очесывающего модуля.

### **DEVELOPMENT OF A MACHINE DESIGN FOR COLLECTING RICINUS BY HINGING OF LAND-BASED PLANTS**

S. Golovin

#### *Summary*

**A paper analyses existing methods and means of the mechanised collection of ricinus, and also substantiates technological layout and a design of the plant hinging module.**

УДК 621.22

## ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Свинаренко М.С., магістр\*

*Національний Технічний Університет "Харківський політехнічний інститут"*  
Тел. (57) 707-61-28

**Анотація** – робота присвячена розробці інженерної методики проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску робочої рідини з автоматичним підстроюванням параметрів у об'ємних гідроагрегатах.

**Ключові слова** – гаситель пульсацій тиску, гідроагрегат, розрахунок, проектування.

*Постановка проблеми.* В сучасних умовах розвитку ринкової економіки України найважливішим фактором успішної діяльності підприємств є підвищення якості і зниження собівартості продукції. Стосовно об'ємних гідроагрегатів, які найбільш повно задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, є зменшення шуму та вібрації, що виникають при їх роботі, значення яких регламентовано відповідними Держстандартами. Сьогодні існує два шляхи вирішення цієї важливої науково-практичної задачі. Перший – це зменшення пульсацій тиску робочої рідини (РР) на виході з об'ємної гідромашини які виникають внаслідок нерівномірної подачі та опору гідравлічної системи, за рахунок удосконалення конструкції розподільчого вузла. Та другий – застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР, що на нашу думку є найбільш перспективним, так як технологічні можливості удосконалення конструкцій об'ємних гідромашин багато в чому вже вичерпані.

*Аналіз методів розрахунку і проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР.* Їх основою є математичний опис нестационарних гідромеханічних процесів які відбуваються в елементах об'ємних гідроагрегатів. Цим питанням присвячені роботи Глікмана Б.Ф., Коллека В, Коробочкіна Б.Л., Лур'є З.Я., Панченка А.І., Попова Д.М., Склярєвського О.М., Струтинського В.Б., Яхно О.М. та ін. На основі аналізу математичних залежностей, які описують робочі процеси, що відбуваються в гасителі, визначають його конструктивні і робочі па-

раметри, розробляють робочі креслення, проводять експериментальні дослідження, уточнюють математичну модель. Проаналізуємо математичні моделі присвячені опису нестационарних гідромеханічних процесів, що знайшли висвітлення в літературних джерелах.

У роботі [1] нестационарний рух РР у гідроагрегаті описано системою безрозмірних диференціальних рівнянь, рішення якої здійснюється методом характеристик який ефективно працює при розрахунку несталих плинів з нульовими початковими умовами. При математичному описі гідродинамічних процесів у гасителі пульсацій тиску ми маємо справу з пульсуючим плином РР, у якому немає моменту часу, коли всі швидкості дорівнюють нулю, тобто апіорі не відомі значення нульових умов. Це робить використання даного методу малоприматним. Нерідко для рішення цієї проблеми використовується метод "розрахунку на встановлення". У цьому випадку спочатку приймають нульові початкові умови і одним з сіткових методів послідовно розраховується кілька циклів підряд. Розрахунок робиться доти, поки результати не зациклюються, тобто відхилення розрахункових значень через період стають дуже малими. Такий чисельний метод є істотно трудомістким.

У роботі [2] розглянуто метод гармонійної лінеаризації. Його використання вимагає обчислення коефіцієнтів гармонійної лінеаризації, які визначені в літературних джерелах тільки для обмеженого кола типових нелінійностей і обчислення яких являє певні труднощі. Надалі отримані методом гармонійної лінеаризації математичні моделі розв'язуються за допомогою перетворення Лапласа, та умови малого відхилення всіх без винятку параметрів гідроагрегата від їх сталих значень.

У статтях [3, 4] наведено принципові схеми гасителів пульсацій тиску РР та залежності для визначення співвідношення довжини каналів. Однак, наведені залежності не враховують зміну об'єму проточної порожнини гасителя та не дозволяють проаналізувати вплив, змінних у часі, параметрів пружних елементів та РР на характеристики гасителя, визначити його раціональні конструктивні та робочі параметри.

У роботі [5] наведено методу проектування, яка основана на електроаналогії, та, при використанні якої, накладається ряд обмежень, пов'язаних з розмірами гасителя та часом проходження нестационарних робочих процесів ньому. Ця методика не враховує зміну параметрів пружних елементів та проточної порожнини гасителя. Крім того, її використання потребує проведення попередніх експериментальних досліджень. У роботі [6] для побудови математичних моделей гасителів пульсацій тиску РР запропоновано використовувати метод стоячих хвиль. Однак, цей методи не враховує сили тертя, обумовленої пульсацією РР, зміну площі перерізу каналів та трубопрово-

дів, об'єму проточної порожнини та пружних елементів гасителя, а отже не може бути цілком використаний при математичному описі робочих процесів гасителя пульсацій тиску РР.

У статті [7] наведено математичну модель гасителя пульсацій тиску РР, побудовану з використанням метода Ейлера, але в ній відсутні рекомендації, щодо визначення його раціональних конструктивних і робочих параметрів, не враховано зміну об'єму проточної порожнини та пружних елементів гасителя, параметрів РР. Використання наведених математичних моделей є досить трудомістким. Диференційні рівняння, які описують нестационарний рух РР у гідроагрегаті і можуть бути використані при математичному описі робочих процесів у гасителі, наведені в статті [8]. Їх розв'язання здійснюється методом різницевої схем Рунге-Кутта-Фельберга, з визначеним кроком дискретизації. Однак, таке розв'язання не враховує запізнення імпульсів тиску, в межах ділянки трубопроводу (каналу) гідравлічного пристрою, що може призвести до значних похибок, особливо у системах, що працюють з великою циклічністю, якою і є гаситель. Ці рівняння також не враховують зміну об'єму проточної порожнини та пружних елементів гасителя, параметрів РР.

Більш повне відображення цієї проблеми знайшло у статті [9], де наведені математичні моделі гасителів, побудовані з використанням метода Фур'є, і, які можуть бути використані при визначенні їх раціональних, конструктивних і робочих параметрів. Однак, наведена математична модель не враховує зміну об'єму проточної порожнини та пружних елементів гасителя, параметрів РР, в ній не розглядаються питання оптимізації параметрів гасителя.

Математична модель інтерференційного перетворювача пульсацій тиску, отримана шляхом зосередження параметрів за Г- та Т-образними схемами наведена у статті [10]. Вона може бути використана при побудові математичних моделей гасителів пульсацій тиску РР. Але як і в попередніх роботах в ній не враховується зміна об'єму проточної порожнини та пружних елементів гасителя, параметрів РР, не розглядаються питання оптимізації параметрів гасителя. Таким чином визначення конструктивних і робочих параметрів гасителів на основі проведення всебічних аналітичних досліджень з використанням оптимізації є актуальною науковою задачею.

*Мета статті.* Метою даної статті є розроблення методики розрахунку і проектування гасителів пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об'ємного гідроагрегата.

*Основна частина.* Гідравлічний гаситель пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів представлений на рис.1 і 2 [11]. Після насосу РР подається у вхідний патрубок 2 гасителя і далі в центральну трубу 4.



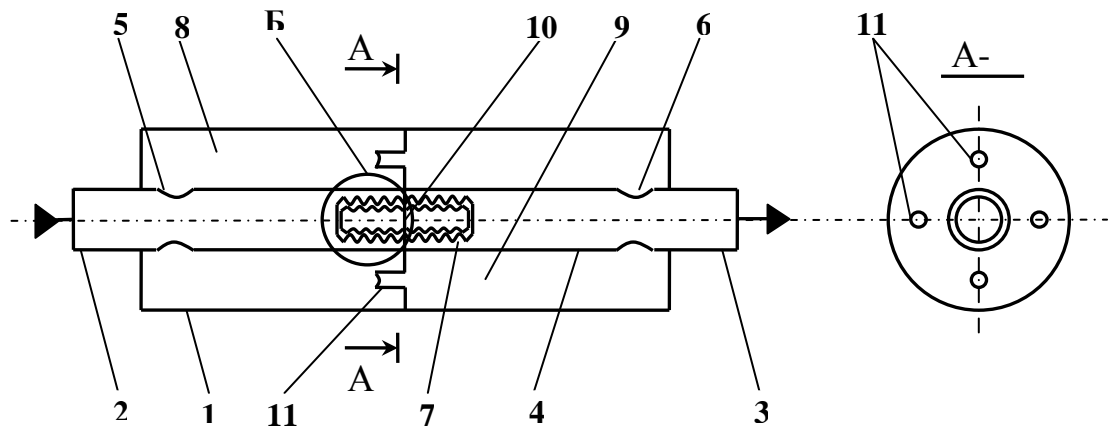


Рис. 1. Схема гасителя пульсацій тиску РР:

1- корпус; 2 і 3 – відповідно вхідний і вихідний патрубки; 4 - центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 - пружні блоки зі змінною жорсткістю (сильфони); 8 і 9 - проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі звужені патрубки

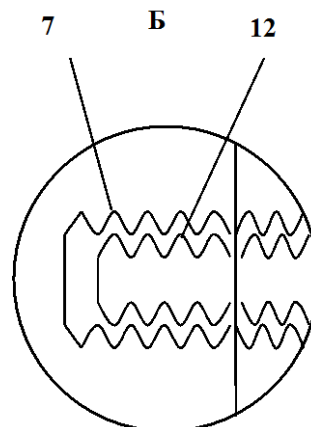


Рис. 2. Вид гасителя пульсацій тиску РР з боку порожнини 8

Через отвори 5 центральної труби 4 РР потрапляє в проточну порожнину 8, де частина акустичної енергії від насоса накопичується. Потім ця ж частка енергії повертається назад до насоса, завдяки чому відбувається часткове гашення пульсацій тиску РР в проточній порожнині 8. При проході РР крізь короткі звужені патрубки 11, знову відбувається часткове гашення пульсацій тиску РР, тепер за рахунок інерційного опору каналів патрубків 11. З каналів патрубків 11 РР потрапляє в проточну порожнину 9, в якій знову відбувається часткове гашення пульсацій тиску РР, аналогічно як і у проточній порожнині 8. З проточної порожнини 9 РР через отвори 6, центральну трубу 4 потрапляє в вихідний патрубок 3. Таким чином, зменшення пульсацій тиску РР на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву

акумулюючих властивостей проточних порожнин 8 і 9 і інерційних властивостей звужених патрубків 11.

При пульсуючій течії РР в проточних порожнинах 8 і 9 гасителя і з'єднуючих їх отворів 5 і 6 і патрубків 11, виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються пружні блоки 7, генеруючи за рахунок свого руху витрату, що змінюється також за періодичним законом. Проточні порожнини 8 і 9 із патрубками 11 і центральною трубою 4 мають інерційний опір, а блок 7 – пружний, їхнє паралельне з'єднання являє коливальний контур, у якому змінна складова витрати, через центральну трубку 4, як з одної сторони, так із другої, зрушені стосовно витрати, що генерується, за рахунок руху пружного елемента 7, на  $180^\circ$ . В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати стають рівними, і величина змінної витрати за гасителем дорівнює нулю, тобто гаситель має нескінченно великий акустичний опір. При зміні чи величини тиску в гідроагрегаті, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язане зі зміною навантаження в ньому відбувається зміна жорсткості пружного елемента 7 за рахунок його переміщення, що забезпечує автоматичне підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 - пружний елемент 7) до змінних параметрів гідроагрегату. Це дозволяє розширити зону застосування та ефективну зону гасіння пульсацій тиску РР.

*Методика розрахунку і проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів у складі гідроагрегата* подається у вигляді загальної послідовності розрахунку конструктивних параметрів, з наступною перевіркою динамічних властивостей (рис. 3), де наведені вихідні дані та усі операції, які необхідно виконати в процесі розрахунку та проектування. Також показані взаємозв'язки між операціями.

На першому етапі аналізується гідравлічна схема гідроагрегата, визначаються конструктивні та робочі параметри виконавчих механізмів та гідравлічної апаратури. Вибирається об'ємний насос, трубопроводи та РР. При цьому треба мати на увазі, що гаситель пульсацій тиску РР повинен мати стандартні з'єднувальні розміри та працювати у визначеному діапазоні тиску. Проводиться тепловий розрахунок гідроагрегату, визначається діапазон зміни температури РР і її газовміст. Зазначимо, що ці розрахунки проводяться згідно відомих методик, наприклад [12], а отримані дані є вихідними для подальшого розрахунку гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР.

На другому етапі визначають розміри пружних елементів гідравлічних гасителів пульсацій тиску РР (сильфонів), визначають зміну їх розмірів під дією тиску, проводять попередній вибір їх конструктивних та робочих параметрів. При проведенні цього етапу треба мати на увазі, що під дією тиску в проточній порожнині гасителів від-

бувається зміна її об'єму. Ці розрахунки проводяться згідно методик наведених в роботах [13, 14]. Обґрунтовують та приймають припущення. Записують математичні моделі насосу, виконавчих механізмів, гідравлічної апаратури та трубопроводів. При складанні математичних моделей елементів гідроагрегату спираються на сучасні наукові розробки, приведені в провідних фахових виданнях, наприклад в роботах [15, 16, 17, 18] та ін. Визначають пульсації тиску РР у гідроагрегаті [19] та динамічні характеристики виконавчих механізмів.

На третьому етапі визначається межа квазістаціонарності гідродинамічних процесів у гідроагрегаті, що враховується при обчисленні коефіцієнтів витрат та втрат, гідравлічного опору тертя та змінної густини РР [20]. Записується математична модель гідроагрегата. Розробляють математичну модель гасителя пульсацій тиску РР [21]. Проводять аналітичне дослідження впливу конструктивних параметрів гасителя пульсацій тиску на його характеристики.

Дані, отримані на другому та третьому етапах, є вхідними для четвертого етапу, під час виконання якого проводимо оптимізацію конструктивних параметрів гасителя пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів. Визначаємо коефіцієнт гасіння амплітуди пульсацій тиску в гідроагрегаті. Проводиться перевірка умови відсутності в гідроагрегаті гідравлічного удару та резонансу. Якщо ці умови не виконуються, коректують параметри гасителя пульсацій тиску РР. Ці дії повторюють доти, доки умови відсутності гідравлічного удару та резонансу не будуть виконані.

П'ятий етап передбачає перевірку вимог, щодо статичних та динамічних характеристик гасителя пульсацій тиску РР. Якщо ці вимоги виконані не в повному обсязі, то повертаються до виконання оптимізації параметрів гасителя пульсацій тиску РР (перша частина 4-го етапу) та етапу три, у якому в математичній моделі гасителя пульсацій тиску РР уточнюють значення параметрів пружних елементів. Проводять повторну оптимізацію параметрів гасителя пульсацій тиску РР.

При виконанні вимог щодо статичних та динамічних характеристик гасителя пульсацій тиску РР, на шостому етапі, виконують розробку креслень його загального вигляду та окремих деталей. При цьому, треба враховувати технологічність конструкції та можливості заводу виробника.

Зауважимо, що в залежності від вимог до гасителя пульсацій тиску РР його математична модель може спрощуватися чи ускладнюватися. Причому спрощення, зазвичай, здійснюється шляхом прийняття якоїсь кількості параметрів сталими, нехтуванням втрат в каналах гасителя пульсацій тиску РР, зміною модуля пружності РР та ін.

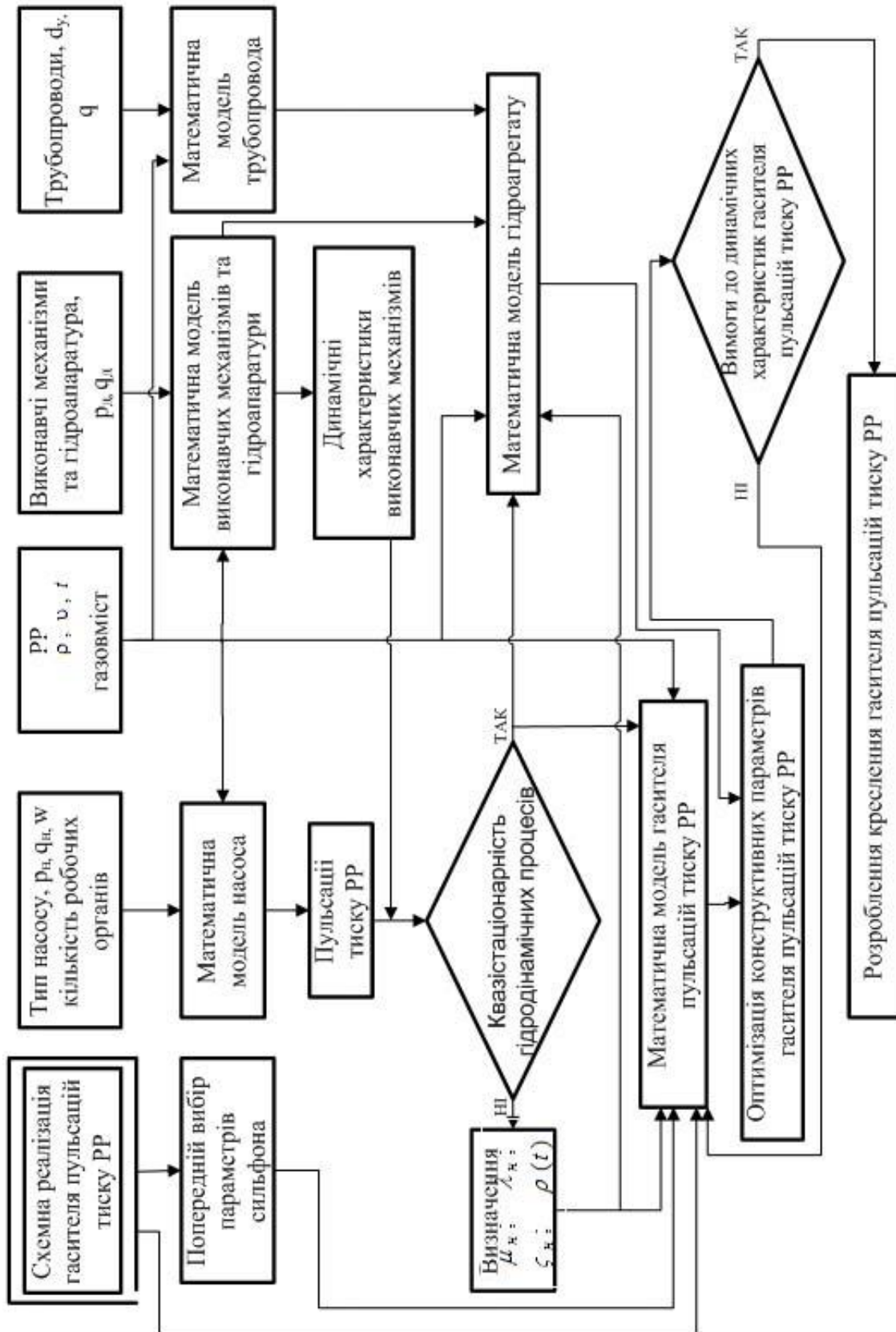


Рис. 3. Схеми алгоритму розрахунку і проектування гасителя пульсацій тиску РР у складі гідроагрегату.

Розроблена методика розрахунку і проектування гасителя пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє створити цілу низку конструкцій таких гасителів. Їх використання в сучасних гідроагрегатах дозволить суттєво підвищити їх експлуатаційні характеристики та конкурентоспроможність.

#### *Висновки.*

1. Визначено ряд особливостей, без врахування яких неможливо отримати повні математичні моделі гасителів пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів, які відкривають шлях до поліпшення їх статичних і динамічних характеристик, гідроагрегатів, збудованих з їх використанням, а саме:

- складних гідродинамічних процесів, що відбуваються в об'ємних гідроагрегатах, встановлення границі квазістаціонарності робочих процесів, визначення змінних, в часі, параметрів пружних елементів;
- властивого вибору параметрів конструктивних параметрів проточної порожнини гасителя, які забезпечують відсутності гідравлічного удару та кавітації, виконання нерозривності РР і стійкість гідроагрегата;
- параметрів РР, врахування яких дозволить підвищити точність розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів, що відбуваються у гідроагрегаті;
- необхідність багатокритеріального підходу до проблеми поліпшення динамічних характеристик гасителів пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів та обґрунтування вибору ефективного методу для його реалізації, який гарантує отримання задовільного розв'язку, близького до оптимального.

2. Розроблена методика розрахунку і проектування гасителів пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів ГА у складі об'ємного гідроагрегата, яка суттєво доповнює існуючі методики їх проектування та на відміну від них, враховує складні гідродинамічні процеси в гідроагрегаті, динамічні характеристики виконавчих механізмів, параметри пружних елементів, реальний характер пульсацій тиску в гідроагрегаті та характеристики РР, що дозволяє підвищити точність математичних моделей реальному об'єкту.

#### Література

1. *Скляревский А.Н.* Динамика позиционного гидравлического следящего привода с длинными гидроканалами / *А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко* // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2003. - № 1. – С.47-51.
2. *Попов Д.Н.* Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / *Д.Н. Попов, Н.П. Пальтов.* – М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1960. – 792с.

3. *Скворчевский Е.А., Усатый А.П.* Гасители колебаний давления в гидравлических системах / *Е.А. Скворчевский, А.П. Усатый* // Вестник машиностроения. – 1980. – № 4. – С. 14–15.
4. *Kollek W.* Kształtowanie konstrukcji elementów rozwojem napędów hydraulicznych / *W. Kollek* // Konferencja naukowo-techniczna: Napęd hydrostatyczne maszyn - rozwój i wytwarzanie. – 19 – 20 listopada, Gdansk, 1999. – S. 25–38.
5. *Шорин В.П.* Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / *В.П. Шорин*. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
6. *Могендович Е.М.* Гидравлические импульсные системы / *Е.М. Могендович*. – Л.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
7. *Andrenko P.N.* Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych / *P.N. Andrenko* // *Hydraulika i Pneumatyka*. – 2001. – № 3. – S. 25–27.
8. *Іванов М.І.* Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин / *М.І. Іванов, С.В. Дусанюк, С.В. Репінський* // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2003. – № 4. – С. 69–72.
9. *Андренко П.М.* Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску / *П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко* // *Східно-європейський журнал передових технологій*. – 2004. – № 5 (11). – С. 88–93.
10. *Андренко П.Н.* Интерференция волн давления в элементах объемных гидроагрегатов / *П.Н. Андренко, А.Л. Григорьев, З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский* // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2008. – № 6/5 (36). – С. 35–47.
11. Патент 82336 Україна, МПК F16L 55/04. Гаситель коливань рідини в трубопроводі. на винахід / *П.М. Андренко, І.І. Білокін, Ю.М. Стеценко, М.С. Свинаренко*; заявник і патентовласник СП ЗАТ “ХЕМЗ - ІРЕС”. - № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7.
12. *Навроцкий К.Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / *К.Л. Навроцкий*. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
13. *Глазков М.М.* О методике кавитационного исследования элементов дроссельных устройств гидравлических систем / *М.М. Глазков, В.Г. Ланецкий, В.Н. Куренков* // *Вопросы надежности гидравлических систем летательных аппаратов*. – 1976. – № 3. – С. 8–15.
14. *Гликман Б.Ф.* Математические модели пневмогидравлических систем / *Б.Ф. Гликман*. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.
15. *Лурье З.Я.* Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / *З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский, В.В. Татьков* // *Вісник НТУ “ХПІ”*. – 2005. – № 28. – С. 105–116.

16. *Лурье З.Я.* Математическая модель гидроагрегата кантователя рулонов стана горячего проката тонкого листа / *З.Я. Лурье, И.В. Татков* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 2 (12). – С. 71–78.
17. *Струтинський В.Б.* Оцінка параметрів позиційних приводів металорізальних верстатів за допомогою нелінійної блочно-модульної стохастичної математичної моделі / *В.Б. Струтинський, В.К. Даниленко, С.А. Чабан* // Весник національного технічного університету України “КПІ”. Машиностроение. – 2000. – Т. 1, Вып. 38. – С. 137–147.
18. *Зайончковський Г.Й.* Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / *Г.Й. Зайончковський* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 1 (11). – С. 53–58.
19. *Андренко П.М.* Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасники пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / *П.М. Андренко, О.В. Дмирієнко, М.С. Свиначенко* // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 13–21.
20. *Андренко П.М.* Визначення межі застосування квазістаціонарності процесу при проектуванні гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією / *П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун* // Високі технології в машинобудуванні. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 3–12.
21. *Андренко П.М.* Математична модель удосконаленого гідравлічного пасивного гасителя пульсацій / *П.М. Андренко, О.В. Дмирієнко, М.С. Свиначенко* // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2006 – Вып. 10. – С. 78–92.

## **ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Свинаренко М.С.

*Аннотация* – в работе рассмотрена инженерная методика проектирования гидравлических гасителей пульсаций давления рабочей жидкости с автоматической подстройкой параметров в объемных гидроагрегатах.

## **FEATURES OF DESIGNING OF HYDRAULIC EXTINGUISHERS OF PULSATIONS OF THE WORKING FLUID PRESSURE**

M. Sveenarenko

### *Summary*

A paper considers an engineering method of designing of hydraulic extinguishers of pulsations of the working fluid pressure with automatic adjusting of parameters in volumetric hydraulic units.

УДК 621.22

## **СИНТЕЗ КОМПЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА ГИДРОАГРЕГАТА НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА**

Цента Е.Н., инж.

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»*

Тел. (57) 707-66-46

***Аннотация*** – рассмотрено введение в контур управления нелинейных систем управления компенсационных устройств. Показана целесообразность применения компенсатора для нелинейных систем на примере гидроагрегата навесного оборудования трактора.

***Ключевые слова*** – синтез, гидроагрегат, компенсационное устройство, критерий оптимальности, навесное оборудование.

*Введение.* В мировой и отечественной практике создания технологического оборудования четко определилась тенденция по пути внедрения более совершенных гидроустройств, средств вычислительной техники, включая ЭВМ. Такое развитие направлено на обеспечение современных требований к эксплуатации оборудования, на улучшение ее статических и динамических характеристик.

На рис. 1 изображена укрупненная функциональная схема гидроагрегата (ГА) навесного оборудования (НО) трактора с компьютерной системой управления. Принципиальная схема ГА приведена в предыдущих работах, таких как [1, 2], и в статье не приведена.

Один из современных подходов к постановке и решению задач синтеза системы управления технологического оборудования [3] представлен на рис. 2. Фактически центральным пунктом синтеза регулятора (устройства) является параметрическая оптимизация, в ходе которой определяется совокупность параметров, доставляющая экстремум критерию оптимизации.

*Анализ последних исследований.* Значительную роль в гидросистеме трактора играет ГА НО, который позволяет улучшить различные операции обработки почвы, такие как вспашка, боронование и др. Динамические характеристики ГА играют важную роль, их улучше-



ние может быть выполнено путем постановки и решения оптимизационных задач.

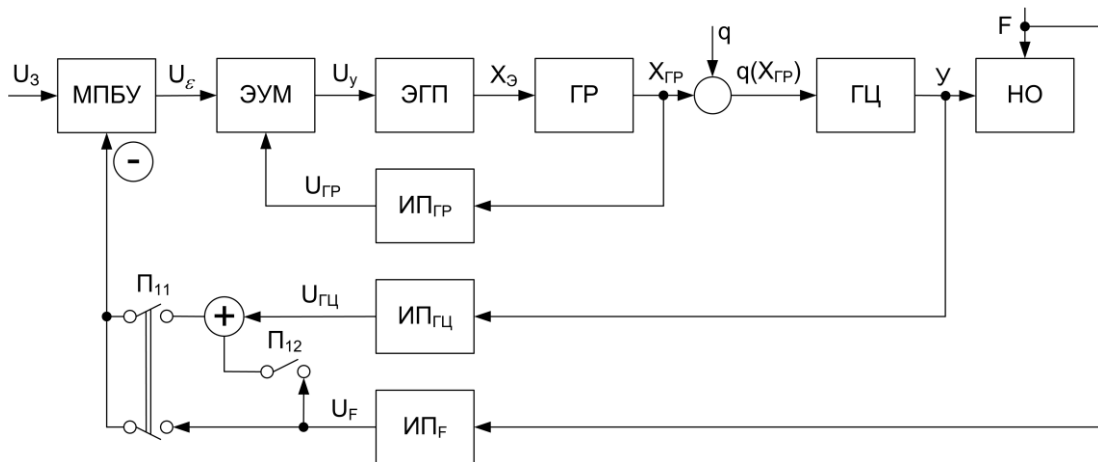


Рис. 1. Укрупненная функциональная схема гидроагрегата с микропроцессорным блоком управления навесного оборудования трактора: МПБУ – микропроцессорный блок управления; ЭУМ – электронный усилитель мощности; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; ГР – гидрораспределитель; ГЦ – гидроцилиндр; НО – навесное оборудование;  $\dot{E}_{\text{ГР}}$ ,  $\dot{E}_{\text{НО}}$ ,  $\dot{E}_{\text{F}}$  – измерительные преобразователи соответственно положений золотника ГР, НО и усилия на НО;  $\dot{I}_{11}$ ,  $\dot{I}_{12}$  – переключатель режимов;  $U_{\text{с}}$  – задающее воздействие;  $U_{\varepsilon}$  – величина рассогласования;  $U_{\text{э}}$  – входной сигнал на ЭГП;  $x_{\text{э}}$  – перемещение золотника ЭГП;  $x_{\text{ГР}}$  – перемещение золотника ГР;  $q$  – подача насоса;  $q(x_{\text{ГР}})$  – расход в полости ГЦ;  $y$  – перемещение штока ГЦ;  $F$  – сила, действующая на НО;  $U_{\text{ГР}}$ ,  $U_{\text{ГЦ}}$ ,  $U_{\text{F}}$  – выходные сигналы измерительных преобразователей.

Вопросам динамики ГА НО уделено недостаточное внимание. К тому же в состав гидроагрегатов могут входить устройства (ПИ и ПИД-регуляторы, компенсаторы, наблюдатели состояния и др.), параметры которых необходимо оптимизировать для улучшения переходных процессов.

*Цель работы* - синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора.

*Основная часть.* Математическая модель гидроагрегата навесного оборудования трактора представлена в работах [1, 4 – 6].

Постановка задачи. Задачу синтеза применительно к подъему навесного оборудования трактора поставим следующим образом. Имеем желаемую траекторию разгона  $y_{\text{ж}}(t)$ .

При выборе  $y_{\text{ж}}(t)$  учитывается опыт машиностроения в части законов движения рабочих органов машины, характеризующихся плавностью при отработке заданного перемещения с ускорениями, не превышающими  $0,5g$  ( $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения).

Кривая  $y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(t)$  сама по себе при необходимости может быть определена в результате решения самостоятельной оптимизационной задачи.

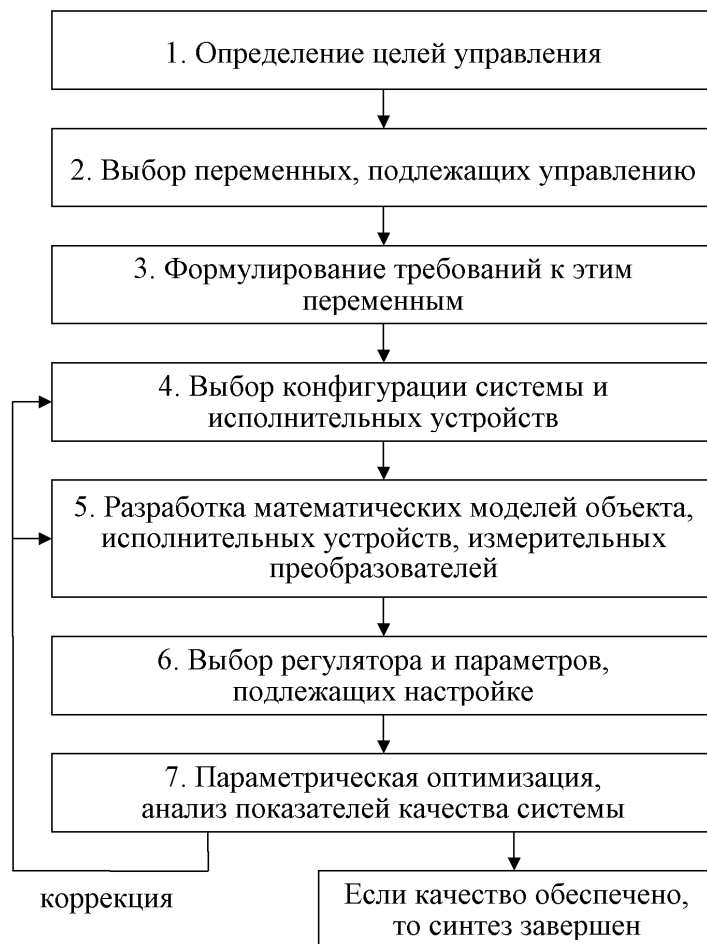


Рис. 2. Основные этапы синтеза системы управления

Известно, что с определенной погрешностью математическую модель системы, описываемой дифференциальным уравнением высокого порядка, можно представить дифференциальным уравнением 3–4 порядка. В качестве такого приближения примем для желаемой кривой неоднородное дифференциальное уравнение 3 порядка вида

$$a_0 \frac{d^3 y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(t)}{dt^3} + a_1 \frac{d^2 y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(t)}{dt^2} + a_2 \frac{dy_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(t)}{dt} + y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(t) = y_z(t_k) \quad (1)$$

с начальными условиями  $\frac{d^2 y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(0)}{dt^2} = \frac{dy_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(0)}{dt} = y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}(0) = 0$ , значением  $y_{\mathcal{E}\mathcal{A}\mathcal{E}}$  в конце процесса  $t_k$ , равном  $y_z(t_k)$ , и коэффициентами  $a_0 - a_2$  при производных, принятых на основе исследования рассматриваемой модели ГАНО.

В качестве оптимизируемых параметров приняты: параметры  $K_1, K_2$  компенсационного устройства (КУ); коэффициенты жестких обратных

связей по положению  $K_{0z}$  и скорости  $K_{0vz}$  штока ГЦ (НО) и положению  $K_{0\bar{A}D}$  золотника ГР. Таким образом, в процессе синтеза будет осуществляться поиск совокупности значений этих параметров, обеспечивающих близость кривой  $y_z(t)$  к  $y_{\bar{A}\bar{E}}(t)$ , выбранной в качестве эталона.

Имея кривую  $y_z(t)$  синтезируемой системы с включением КУ в прямую цепь между рассогласованием  $U_{\bar{a}}$  и моделью объекта, сформулируем интегральный критерий близости  $y_{\bar{A}\bar{E}}(t)$  и  $y_z(t)$ :

$$I = \frac{\int_0^{t_k} t |y_{\bar{A}\bar{E}}(t) - y_z(t)| dt}{\int_0^{t_k} t y_z(t) dt} \times 100, \% \quad (2)$$

где  $y_{\bar{A}\bar{E}}(t)$  – желаемая траектория перемещения штока ГЦ при подъеме НО;

$y_z(t)$  – кривая перемещения штока ГЦ, получаемая на математической модели [1, 4 – 6] в процессе синтеза;

$t_k$  – время переходного процесса.

Этот критерий выбран в качестве оптимального, на основании исследований, проведенных в работах [2, 8, 9].

Критерий (2) [7] представляет собою интегральную оценку отношения модуля разности площади под кривыми  $y_{\bar{A}\bar{E}}(t)$  и  $y(t)$  к площади под кривой  $y_z(t)$  с учетом длительности переходного процесса. В более поздней работе [3] подобный критерий формулируется как интегральная оценка отношения взвешенного модуля разности площади под кривыми  $y_{\bar{A}\bar{E}}(t)$  и  $y(t)$  к взвешенной площади под кривой  $y_z(t)$ .

На рис. 3 показан вариант компенсационного устройства и схема его включения. Этот вариант выбран на основании исследований, проведенных в работе [9], и представлен передаточной функцией компенсатора

$$W_2(s) = \frac{U_o(s)}{U_e(s)} = \frac{K_1 s^2 + K_2 s}{a_0 s^2 + a_1 s + 0,1} \quad (3)$$

Она представляет собой реальное дифференцирующее звено второго порядка. Здесь  $a_0, a_1$  – малые числа, незначительно искажающие дифференцирующее действие передаточной функции (3);  $K_1, K_2$  – оптимизируемые параметры.

В формируемую оптимизационную задачу синтеза входит определение таких значений параметров  $K_{iN}$  ( $K_{0z}, K_{0\bar{A}D}, K_{0vz}$ ) и  $K_1, K_2$ , совокупность которых доставляет минимальное значение критерию  $I$  (формула (2)) и обеспечивает наибольшую близость модельной и желаемой (выбранной) кривых подъема НО трактора.

Решение. Для решения поставленной задачи на основе уравнений математической модели, критерия и компенсаторного устройства

применен пакет имитационного моделювання і параметричної оптимізації VisSim.

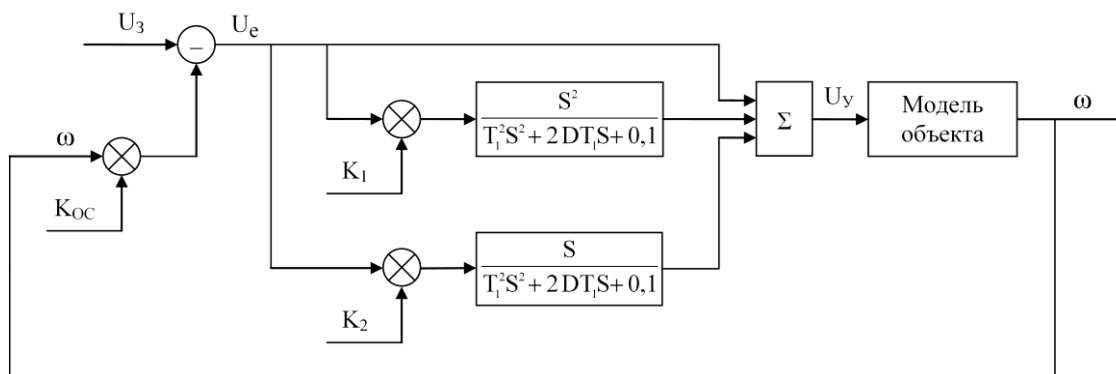


Рис. 3. Вариант передаточной функции компенсационного устройства и его включение

В качестве метода оптимизации выбран градиентный метод Powell, за начальные значения оптимизируемых параметров приняты следующие:  $K_1 = 0,0001 \text{ с}^2$ ,  $K_2 = 0,001 \text{ с}$ ,  $K_{0z} = 0,15 \text{ В/см}$ ,  $K_{0vz} = 0,05 \text{ В·с/см}$ ,  $K_{0ГР} = \text{В/см}$ ; значения  $a_0 = 0,0001 \text{ с}^2$ ,  $a_1 = 0,001 \text{ с}$ . В таблице 1 показаны результаты оптимизации по критерию  $I$  с компенсационным устройством.

Таблица 1

Результаты оптимизации по критерию  $I$

Параметры	Начальные значения	Оптимальные значения	Число итераций	Значение критерия оптимальности, %
$K_1, \text{с}^2$	0,0001	$6,71559 \cdot 10^{-5}$	80	1,06615
$K_2, \text{с}$	0,001	$1,39776 \cdot 10^{-3}$		
$K_{0z}, \text{В/см}$	0,15	0,144876		
$K_{0vz}, \text{В·с/см}$	0,05	$6,08472 \cdot 10^{-2}$		
$K_{0\Delta D}, \text{В/см}$	1,8	1,7208		

Округлим оптимальные значения:  $K_1 = 6,715 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2$ ,  $K_2 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ,  $K_{0z} = 0,145 \text{ В/см}$ ,  $K_{0vz} = 6,1 \cdot 10^{-2} \text{ В·с/см}$ ,  $K_{0\Delta D} = 1,72 \text{ В/см}$ . Значение  $I$  в этом случае равно 1,08%. Значение  $I$  при начальных значениях, т.е. без оптимизации, равно 2,24%.

При данных  $K_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2$ ,  $K_2 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ,  $K_{0z} = 0,15 \text{ В/см}$ ,  $K_{0vz} = 0,04 \text{ В·с/см}$ ,  $K_{0\Delta D} = 1,8 \text{ В/см}$ . Значение  $I$  в этом случае равно 3,38%.

При данных  $K_1 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2$ ,  $K_2 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ,  $K_{0z} = 0,14 \text{ В/см}$ ,  $K_{0vz} = 0,04 \text{ В·с/см}$ ,  $K_{0\Delta D} = 1,8 \text{ В/см}$ ,  $I = 5,69\%$ .

На рис. 4 изображены кривые перемещения штока ГЦ при подъеме НО:  $y_z(t)$  – кривая перемещения штока ГЦ, получаемая на математической модели в процессе синтеза,  $y_{\text{ж\text{е}л\text{а}е\text{м}а\text{я}}}(t)$  – желаемая траектория перемещения штока ГЦ после введения компенсатора и оптимизации его параметров. Кривые практически сливаются (см. рис. 4).

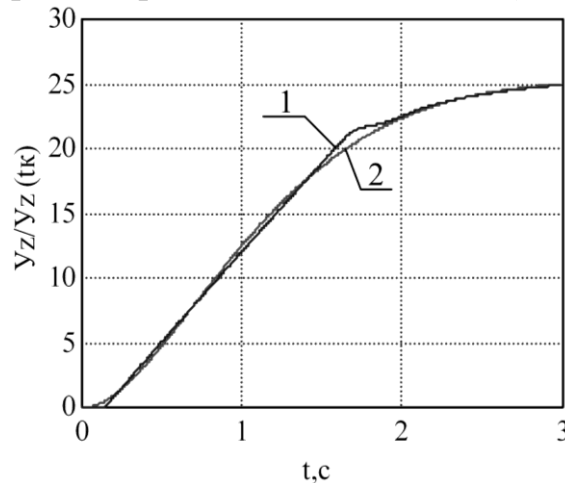


Рис. 4. Переходные процессы при подъеме НО (кривая 1 –  $y_z(t)$ ; кривая 2 –  $y_{\text{ж\text{е}л\text{а}е\text{м}а\text{я}}}(t)$ ) после оптимизации с компенсационным устройством

*Выводы.* 1. Компенсационное устройство (КУ) позволяет улучшить динамические характеристики фазовых координат системы, описаной нелинейной моделью, на примере гидроагрегата навесного оборудования трактора с микропроцессорным блоком управления.

2. При оптимизации параметров КУ с целью обеспечения желаемой выходной траектории, следует применять интегральный критерий  $I$ , отражающий взвешенное относительное отклонение разности площадей сравниваемых кривых за время переходного процесса.

#### Литература

1. Лурье З. Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. №2/4 (32). – С. 36–41.
2. Лурье З. Я. Синтез параметрически оптимизируемого гидроагрегата навесного оборудования трактора по динамическому критерию / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2009. – № 2. – С. 3–11.
3. Дорф Р. К. Современные системы управления / Р. К. Дорф, Р. Х. Бишоп; перевод с английского Б. И. Копылова. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.
4. Лурье З. Я. Математическая модель узла «электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя» гидроагрегата

навесного обладнання трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – №3 (17). – С. 96–98.

5. Лурье З. Я. Математическая модель узла «гидрораспределитель – гидроцилиндр» гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Вісник Східноукраїнського університету ім. Володимира Даля. – 2007. – Ч. 2. – № 3 (109). – С. 89 – 93.

6. Лурье З. Я. Математическая модель клапана давления гидроагрегата с чувствительностью к нагрузке / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета; сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2007. – Вып. 38. – С. 200–203.

7. Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин / Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков. – М.: Машиностроение, 1992. – 224 с.

8. Лурье З. Я. Динамический синтез гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 4 (22). – С. 103–107.

9. Лурье З. Я. Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, И. Г. Лищенко, Э. Г. Чайка, Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2008. – Вип. 8. – Т. 9. – С. 3–15.

## **СИНТЕЗ КОМПЕНСАЦІЙНОГО ПРИСТРОЮ ГІДРОАГРЕГАТА НАЧІПНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАКТОРА**

Цента Є.Н.

**Анотація** – розглянуто введення в контур управління нелінійних систем управління компенсаторних пристроїв. Показана доцільність застосування компенсатора для нелінійних систем на прикладі гідроагрегата начіпного обладнання трактора.

## **SYNTHESIS OF THE COMPENSATING DEVICE OF A HYDRAULIC UNIT OF THE TRACTOR MOUNTED TOOLS**

E. Tsenta

### **Summary**

**Introduction of compensating devices to the control circuit of nonlinear control systems is considered. Expediency of application of the compensator for these systems is shown on a example of a hydraulic unit of the tractor mounted tools.**

УДК 629.114.2.075

## НАДІЙНІСТЬ ЛЮДИНИ-ОПЕРАТОРА В СКЛАДНІЙ ТЕХНІЧНІЙ СИСТЕМІ

Бондар А.М., ас.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (806192)-54017,8-093-6907775

**Анотація** – у статті розглянуте питання впливу різноманітних інформаційних факторів на оператора МТА під час виконання сільськогосподарських операцій.

**Ключові слова** - оператор МТА, «людино-машинна» система, рульове керування, інформаційне навантаження, машинно-тракторний агрегат.

*Постановка проблеми.* Безпека складної технічної системи, її надійність і ефективність у значній мірі залежать від людини, що є складовою частиною цієї системи. Досвід експлуатації різних складних систем дозволяє стверджувати, що там, де працює людина, з'являються помилки. При цьому часто небезпечні та складні ситуації виникають незалежно від рівня кваліфікації, знань і досвіду. Тому прогнозування надійності технічної системи без врахування надійності роботи людини неможливе.

Надійність роботи людини визначається як імовірність успішного виконання їм роботи або поставленого виробничого завдання на заданому етапі функціонування СЛМ у заданий період часу при певних вимогах до тривалості виконання роботи [2,4].

Помилка людини визначається [4,5] як невиконання поставленого завдання або порушення правил і стандартів, що може стати причиною ушкодження обладнання, аварії, порушення встановленого технічного процесу.

*Аналіз останніх досліджень.* В реальній „людино-машинній” системі водій не являє собою ідеальний регулятор. Він може звернути увагу на відхилення керуючого впливу від норми лише у тому випадку, якщо його значення перевищить межу чутливості психічних та фізичних властивостей самої людини, які в свою чергу залежать від багатьох факторів. Після визначення відхилень настає час, необхідний для прийняття рішення. Прийняте рішення виконується цілим комплексом керуючих впливів водія і на них також необхідний час [1, 2, 3].

Виходячи з зазначеного можливо сказати, що водій може запізнюватися із відповідним впливом (час запізнювання може складати 0,2-1,5с), а часом навіть робити помилки в керуванні. Тому у випадках, якщо кваліфікації оператора може виявитися недостатньо і це призведе до стресової ситуації, додаткові вимоги необхідно висувати до самої конструкції машини. Це призведе до того, що водій буде позбавлений додаткової роботи з корегування збурюючих впливів, обсяг його роботи значно зменшиться, а керуваність машини поліпшиться [1, 2, 3].

Таблиця - 1 Показники інформаційного навантаження оператора

Показник	Зміст показника	Позначення	Гранично допустиме значення
Коефіцієнт завантаження	Відносне значення часу, яке потрібне оператору для керування	$\eta = \frac{\tau_p}{T_{заг}}$	0,75
Період зайнятості	Час безперервної роботи	$T_{зан}$	15 хв.
Коефіцієнт черги	Відносна кількість сигналів, оброблених оператором в умовах черги на обслуговування	$\rho = \frac{N_0}{N}$	0,4
Довжина черги сигналів	Кількість сигналів, які одночасно вимагають уваги оператора	$K$	3
Час очікування початку обробки	Поява дефіциту часу в роботі оператора	$\tau_{оч}$	$\tau_{пр.доп.} - \tau_{оп}$
Швидкість надходження інформації	Кількість інформації в одиницю часу	$V_{оп}$	2-4

Позначення, прийняті в таблиці [1]:

$\tau_p$  – загальний час, протягом якого оператор зайнятий обробкою інформації;

$T_{заг}$  – загальна тривалість роботи оператора;

$N_0$  – кількість сигналів, які оброблені оператором в умовах черги на обслуговування;

$N$  – загальна кількість сигналів;

$\tau_{пр.доп.}$  – припустимий час перебування інформації в операторі;

$\tau_{оп}$  – час обробки сигналу оператором.

Таким чином можемо сказати, що інформаційне перенавантаження буде відсутнє, якщо фактичні показники роботи оператора не будуть перевищувати допустимі, тобто:

$$X_i \leq X_{i\text{доп}} \quad (1)$$

де:  $X_i$  – фактичне значення показника;



$X_{i \text{ доп}}$  – гранично допустиме значення показника, визначене на обґрунтування аналізу психологічних та фізіологічних закономірностей діяльності оператора.

Психофізіологія праці рекомендує, щоб не більше 25% часу людина-оператор перебував у стані оперативного спокою (тобто не був зайнятий безпосередньою роботою за пультом керування).

Таким чином, величина коефіцієнта завантаженості не повинна перевищувати 0,75. Однак для оперативної діяльності повинна бути забезпечена не тільки припустима завантаженість, але й певне чергування періодів роботи й відпочинку (оперативного спокою). Для обліку цього вводиться поняття - період зайнятості  $T_{\text{ЗАН}}$ , під яким розуміється час безперервної, без пауз, роботи ( $T_{\text{ЗАН}}$ . 15 хв.).

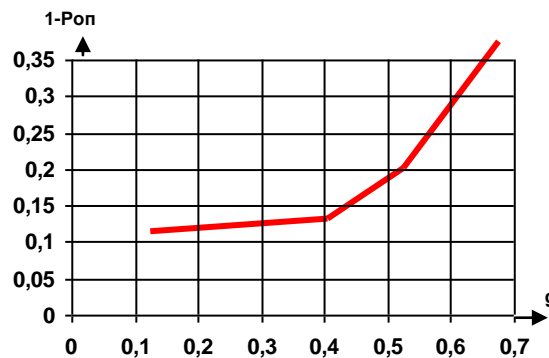


Рис. 1. Графік залежності ймовірності безпомилкової роботи «Л-О» від величини інформаційного навантаження

Із графіка (рис. 1) видно, що при  $g < 0,25$  інформаційне перевантаження практично не робить впливи на надійність роботи «Л-О». При  $g > 0,25$  у деяких випадках варто вводити поправочні коефіцієнти.

На основі аналізу роботи оператора можна сказати наступне, що серед наведених показників не всі рівноцінні по своїй значимості. Найбільш істотними показниками для оцінки складності є:

- сумарна динамічна інтенсивність  $V=f(N, \tau)$ ;
- середня швидкість переробки інформації  $C_s = f(H_{\Sigma}, \tau)$ ;
- показник стереотипності  $Z=f(P_n, X_n)$ ;
- показник логічної складності  $L=f(P_m, X_m)$ .

Ці показники враховують значення ряд інших наведених показників і можуть бути використані для визначення узагальненого показника складності

$$S = \frac{V \cdot C_s \cdot L}{Z}, \quad (2)$$

Цим показником можливо визначити складність виконання оператором своїх функціональних обов'язків і використати його при оцінці надійності роботи операторів у складних системах керування.

*Основні результати досліджень.* Одним з важливих факторів, що впливають на частоту помилок, є складність завдання та темп ро-

боти оператора. У дослідях з реакцією складного вибору отримані характеристики помилок при різному темпі роботи.

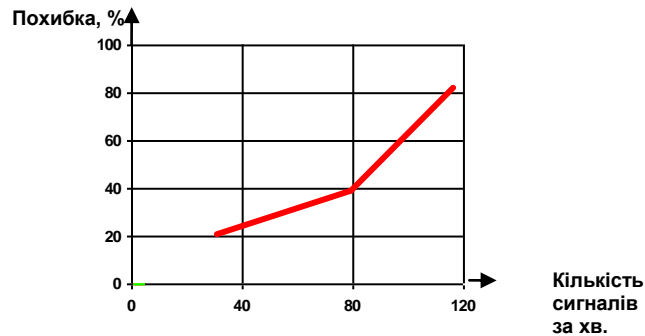


Рис. 2 - Залежність кількості помилок від темпу роботи (кількості сигналів)

Імовірність помилок оператора від кількості одночасно розв'язуваних логічних умов показана на рис. 3.



Рис. 3 - Імовірність помилок в залежності від числа розв'язуваних логічних умов.

Існує деякий оптимальний темп роботи, а з інформаційної точки зору - оптимальний потік інформації, що забезпечує максимальну безпомилковість роботи (рис. 4).

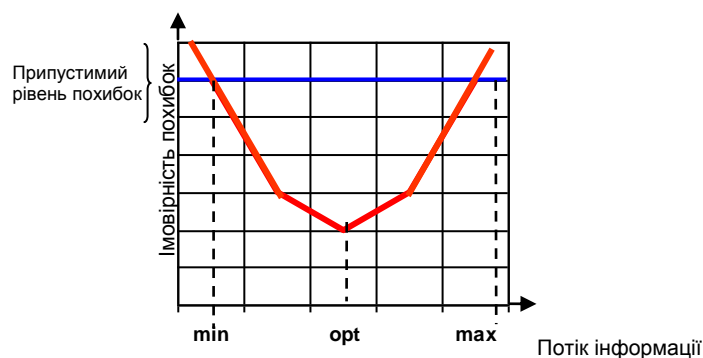


Рис.4 - Залежність імовірності помилок від потоку інформації

*Висновки.* Для досягнення найбільшої продуктивності та кращої якості роботи МТА необхідно підтримувати в експлуатаційних умовах (краще за все автоматично) оптимальні режими роботи, обумовлені енергетичними та технологічними можливостями МТА.

#### Література

1. *Гельфенбейн С.П.* Терранавігація / *С.П. Гельфенбейн.* – М.: Колос, 1981. – 207 с.
2. *Петров В.А.* Улучшение управляемости сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: дис. канд. техн. наук: / *Петров В.А.* - Москва: [б.в.], 1989.- 178 с.
3. *Агейкин Я.С.* Криволинейное движение колесной машины: учебное пособие/ *Я.С. Агейкин, Р.П. Кушвид.* – М.: МГИУ, 2004. - 72с.
4. *Эргономика.* учеб. пособие / *Б.Н. Яковлев, М.Е. Любимов, В.Н. Клочков, Т.В. Складорова.* - Саратов: Саратов.гос.тех.ун-т, 1999. - 92с.
5. *Петров В.О.* Рульове управління колісного шасі яке реалізує керування напрямком руху по положенню/ *В.О. Петров*// Праці таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2001. - Вип. 1, Т. 24 - с. 83-86.

### **НАДЕЖНОСТЬ ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА В СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ**

Бондарь А.М.

**Анотация** – в статье рассмотрен вопрос влияния различных информационных факторов на оператора МТА во время выполнения сельскохозяйственных операций.

### **RELIABILITY OF THE PERSON-OPERATOR IN DIFFICULT TECHNICAL SYSTEM**

A. Bondar

#### *Summary*

**The question of influence of various information factors on operator MTA during performance agriculture operations is considered in a paper.**

## ЗМІСТ

<i>Панченко А.І., Кюрчев В.М., Волошина А.А., Іванов Г.І.</i> Обґрунтування вихідних характеристик гідроприводів з гідромоторами планетарного типу	3
<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Федоренко И.М.</i> Синтез параметрически оптимизируемого агрегата с переменной нагрузкой	12
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Бескупський О.Д.</i> Обґрунтування типорозмірного ряду проєктованих гідромашин для гідроприводів мобільної техніки	26
<i>А.С. Полянский, Е.А. Дубинин</i> Экспериментальная оценка показателей процессов технического обслуживания и ремонта авто-тракторной техники	32
<i>Лур'є З. Я., Андренко П. М.</i> Дослідження впливу стохастичної сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією на характеристики гідроприводу	38
<i>Панченко А.І., Волошина А.А., Іванов Г.І., Засядько А.І.</i> Обґрунтування параметрів гідроприводів великої потужності для мобільної техніки	47
<i>Полянский А.С., Назаров А.И.</i> Обеспечение надежности автомобилей в процессе ремонта	55
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.И.</i> Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми	61
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Милаева И.И., Титов Д.С.</i> Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа	68
<i>Болтянський О.В., Стефановський О. Б.</i> Підвищення ефективності використання мобільних енергетичних засобів на основі управління їх технічним станом	75
<i>Стефановський О.Б.</i> Особливості тракторобудування в Індії	80
<i>Зуєв О.О.</i> Сучасні методи безконтактного діагностування двигунів внутрішнього згоряння	84
<i>Зуєв О.О.</i> Економічні аспекти впровадження сучасних біогазових установок	88
<i>Болтянський О.В., Стефановський О. Б.</i> Поліпшення екологічних показників автомобільного двигуна шляхом застосування зворотніх клапанів та пристроїв для зміни тиску	93
<i>Мурай С.В.</i> Математическое моделирование внешней скоростной характеристики и оценка выбросов оксидов азота двигателя МеМЗ-2471 с помощью программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК	99
<i>Роговський І.Л.</i> Аналітичний опис потреби в засобах технічного обслуговування сільськогосподарських машин	108

<i>Дудукалов Ю.В., Торяник С.А., Цыбульский В.А., Рыбалко И.В.</i> Стоимостная оценка экологической эффективности качества капитального ремонта двигателей	115
<i>Цыбульский В.А., Цыбульская Э. И., Возруд А.М.</i> Повышение качества фирменного сервиса автомобилей	123
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.</i> Добування та утилізація біогазу з відходів	134
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О., Мілаєва В. О.</i> Обґрунтування оптимального режиму електроіонізації повітря, застосовуваного для зберігання плодів черешні світлого сорту Дачниця	144
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.</i> Використання альтернативних видів палива для автомобілів	154
<i>Гуйва С.Д.</i> Эволюция автомобильной шины	163
<i>Гуйва С.Д.</i> Вода как альтернативное топливо будущего	176
<i>Холод І.М., Холод А.П.</i> Використання біопалива в сучасних двигунах	183
<i>Холод І.М., Холод А.П.</i> Можливість використання альтернативних палив у двигунах сільськогосподарського призначення	187
<i>Коробко А.В.</i> Застосування акселерометрів при динамічних випробуваннях автомобілів	193
<i>Лазуренко А.С.</i> Дослідження впливу складу порошкових композицій та параметрів електроконтактного напікання при відновленні кулачків розподільних валів двигуну КаМАЗ – 740.10	198
<i>Головін С.В.</i> Розробка конструкції машини для збирання ріцини методом очісування на корені	208
<i>Свинаренко М.С.</i> Особливості проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску робочої рідини	214
<i>Цента Е.Н.</i> Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного обладнання трактора	224
<i>Бондар А.М.</i> Надійність людини-оператора в складній технічній системі	231

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного універ-  
ситету

Випуск 9. Том 5.

Свідотство про державну реєстрацію – Міністерство юстиції  
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Панченко А.І.

---

Підписано до друку 21.10.2009 р. друк. Rizo. Друкарня ТДАТУ.  
10,75 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.  
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10  
тел. (06192) 6-88-38