

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінжинірингу

КВАЛІМЕТРІЯ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРІВ

Конспект лекцій

**для здобувачів вищої освіти третього (доктор філософії) рівня вищої
освіти спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"**

Суми - 2024

УДК 631.3

Н 34

Укладачі: Шуляк М.Л., д.т.н., професор кафедри агроінжинірингу СНАУ
Лебедєв А.Т., д.т.н., професор кафедри агроінжинірингу СНАУ
Батюк Л.М., зав. лабораторією кафедри агроінжинірингу СНАУ

Н 34 Науково-методичне забезпечення навчального процесу :

Конспект лекцій з дисципліни «Кваліметрія випробувань тракторів» для здобувачів вищої освіти третього (доктор філософії) рівня вищої освіти спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" курс 2 [Текст]/ укл.: М. Л. Шуляк, А.Т. Лебедєв, Батюк Л.М. – СНАУ.- Суми.- 2024. – 87 с.

В конспекті лекцій наведений зміст і послідовність викладення курсу лекцій з дисципліни «Кваліметрія випробувань тракторів».

Рецензенти:

Зубко В.М., доктор технічних наук, професор кафедри агроінжинірингу Сумського національного аграрного університету

Алфьоров О.І., доктор технічних наук, професор кафедри проектування технічних систем Сумського національного аграрного університету

Відповідальний за випуск: Шуляк М.Л., доктор технічних наук, професор

Рекомендовано до видання навчально-методичною радою інженерно-технологічного факультету. Протокол № 6 від «22» 05. 2024 року

© М. Л. Шуляк, А.Т. Лебедєв, Батюк Л.М.
– 2024

© Сумський національний аграрний
університет, 2024

ЗМІСТ

	Вступна лекція	3
Лекція 1	Моніторинг тракторів на ринку України.....	4
Лекція 2	Основи кваліметрії трактора на етапах життєвого циклу..	18
Лекція 3	Аналіз ефективності використання та забезпечення функціональної стабільності трактора.....	23
Лекція 4	Кваліметрія функціональних, ергономічних і екологічних властивостей трактора.....	28
Лекція 5	Кваліметрія елементів трактора.....	42
	Список використаних джерел.....	85

Вступна лекція

Шановні здобувачі вищої освіти третього (доктор філософії) рівня спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"!

Приємно вітати вас на курсі "Кваліметрія випробувань тракторів". Цей курс призначений для глибшого вивчення питань, пов'язаних з оцінкою та забезпеченням якості тракторної техніки, що є ключовим аспектом сучасного галузевого машинобудування.

За 30 годин навчального часу ви матимете можливість ознайомитися з п'ятьма важливими темами:

1. "Моніторинг тракторів на ринку України" дозволить вам вивчити актуальні тенденції та особливості українського ринку тракторної техніки.
2. "Основи кваліметрії трактора на етапах життєвого циклу" допоможуть зрозуміти основні аспекти оцінки якості тракторів на різних етапах їхнього життєвого циклу.
3. "Аналіз ефективності використання та забезпечення функціональної стабільності трактора" розкриє перед вами ключові питання щодо оцінки та підтримки функціональної стабільності тракторів.
4. "Кваліметрія функціональних, ергономічних і екологічних властивостей трактора" дозволить вам оцінити важливі аспекти якості та безпеки у використанні тракторної техніки.
5. "Кваліметрія елементів трактора" допоможе вам розглянути вивчені аспекти на рівні окремих компонентів трактора для глибшого розуміння їхнього впливу на загальну якість техніки.

Віримо, що цей курс надасть вам не лише теоретичні знання, але й практичні навички, які будуть корисні у вашій науковій та професійній діяльності в галузі машинобудування. Бажаємо вам цікавого та плідного навчання!

Лекція 1 Моніторинг тракторів на ринку України

1.1 Технічний рівень тракторів сільськогосподарського призначення

В умовах жорсткої конкуренції на світовому ринку тракторів дуже важливим є питання розв'язання проблеми оцінювання їх технічного рівня, що відображає міру їх відповідності вимогам технічного прогресу. Останніми роками кількість тракторів у сільському господарстві України постійно знижується, а вітчизняні трактори за своїми експлуатаційними показниками не повною мірою задовольняють споживача. Прогнозується оновлення тракторного парку України за рахунок імпорту тракторів закордонних виробників. У даних умовах актуальним є питання розв'язання проблеми оцінювання технічного рівня тракторів вітчизняних і закордонних виробників.

Підвищення технічного рівня тракторів сільськогосподарського призначення [1] є одним з напрямків підвищення якості продукції тракторобудування. При цьому рекомендується оцінювати якість тракторів за відповідністю їх показників нормативно-технічній документації на етапах виробництва і експлуатації [2].

Ринок тракторів сільськогосподарського призначення зосередив на Україні різноманітність пропонованих моделей різного технічного рівня [1.3]. За даних умов при інтенсивній рекламі тракторів, особливо закордонного виробництва, споживачеві складно оцінити їх технічну досконалість, новизну і прогресивність конструктивно-технологічних рішень. За кордоном, зокрема в Німеччині, Німецьке сільськогосподарське товариство (DLG) визначає рейтинг провідних фірм світу шляхом опитування фермерів, за результатами якого оцінюється інноваційна новизна технічних рішень в конструкції тракторів, їх споживчі властивості, тощо. Аналіз даної методики показав, що для аграрного сектору України її застосування ускладнене унаслідок неможливості отримання інформації про ефективність використання закордонних тракторів.

На ринку тракторів в Україні на даний час найбільший попит мають торговельні марки Беларус, John Deere, Case IH, New Holland [3].

Дані моделі тракторів є універсальними колісними тракторами високої потужності класичної компоновки 4к4а з передніми колесами меншого розміру ніж задні. Трактори такої компоновальної схеми забезпечують відповідну маневреність машино-тракторного агрегату за мінімальних кутових і лінійних коливань остову, мають достатній агротехнологічний і дорожній просвіти і захисні зони, що необхідні під час оброблення просапних культур. Дані трактори за призначенням є орно-просапними і можуть ефективно агрегуватися як з культиваторами для суцільної обробки ґрунту, так і з сільськогосподарськими машинами для міжрядного оброблення просапних культур, працювати з сівалками, розкидачами добрив, причепами, різними комбінованими машинами, у тому числі такими, що навішуються спереду, тощо. Найбільш ефективним є застосуванням колісних

тракторів схеми 4к4а високої потужності (понад 200 кВт) на енергоємних роботах при агрегативанні з широкозахватними сільськогосподарськими машинами, плугами, тощо.

Останніми роками спостерігається тенденція щодо підвищення зацікавленості виробників і споживачів тракторної техніки до потужних тракторів з передніми і задніми однаковими керованими колесами, поворот яких здійснюється шляхом зламу рами довкола вертикального шарніру (схема 4к4б'). Саме така компоновка забезпечує передачу керованими колесами великих потужностей за оптимального розподілу на них маси трактора для максимального збільшення тягового зусилля і високої маневреності на підвищених швидкостях. Потужні трактори з шарнірно-зчленованою рамою є менш універсальними у порівнянні з тракторами класичної компоновки і використовуються, в основному, у великих спеціалізованих високорентабельних аграрних підприємствах на енергоємних роботах з суцільного обробітку ґрунту – оранка багатокорпусними плугами, безвідвальний обробіток, глибоке зпушення, тощо.

На ринку України найбільш затребуваними є колісні трактори схеми 4к4б' серії ХТЗ-170, частка реалізації яких у першому півріччі 2017 р. склала 4,7 % від загальної кількості моделей, що купувалися.

При оцінюванні технічного рівня тракторів необхідно здійснювати порівняння значень показників, що характеризують якісні властивості з відповідними кращими світовими зразками. Як правило, на початку аналізується досягнутий світовий технічний рівень виробу, що характеризує реалізацію у виробі нових технічних рішень, що забезпечують найбільшу міру задоволення споживача.

Усі трактори закордонних виробників (John Deere, Case IH та New Holland, тощо) на ринку України за технічним рівнем вузлів, агрегатів і систем є приблизно однаковими і такими, що відповідають провідним світовим науково-технічним досягненням. Вони оснащені:

- економічними двигунами з турбонаддувом і проміжним охолодженням наддувочного повітря, електронним впорскуванням палива, мають значний запас крутного моменту, що дозволяє долати перевантаження без пониження передач;

- трансмісією з прогресивним автоматичним електронним перемиканням передач під навантаженням, що оптимально поєднується за високих навантажень з крутним моментом і частотою обертання колінчастого валу двигуна;

- зносостійкими дисковими гальмами в масляній ванні з гідрокеруванням як на задніх, так і передніх колесах;

- високопродуктивною задньою гідронавісною системою, яка за максимального тиску рідини в гідросистемі 20 МПа виконується (за замовленням) вантажопідйомністю до 10000 кг;

– віброізолюваною комфортною з круговим оглядом кабіною з ергономічно розташованими органами керування, рівень шуму в якій не перевищує 72 – 75 дБ;

– засобами автоматизації у великому виборі, в тому числі сучасними електронними системами керування (автоматика смуги розвороту, що запам'ятовує набір дій до 30 виконуваних водієм операцій при здійсненні розвороту, електрогідравлічним регулюванням задніх навісних систем, високоточним автоматичним водінням з використанням систем навігації (за замовленням), системою діагностування роботи основних вузлів: двигуна, трансмісії, тощо).

Трактори закордонного виробництва Беларус 2022.3, John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 та New Holland T8.390, що користуються найбільшим попитом на ринку України, за функціональним призначенням та умовами використання можуть бути аналогами при розробці перспективного вітчизняного трактора.

В табл. 1.1 та табл. 1.2 наведено основні технічні характеристики тракторів, що користуються найбільшим попитом на ринку України і фактичні значення окремих показників призначення та безпеки при виконанні даними тракторами технологічного процесу. В основу матеріалів даних таблиць покладені показники нормативно-технічної документації (НТД) тракторів, а також результати їх випробувань у вітчизняних (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого та його Харківської філії) і закордонних випробувальних центрах – полігон Тракторної лабораторії Інституту сільського господарства та природних ресурсів штату Небраска (Nebraska Tractor Test Laboratory (NTTL), USA) і Німецькому сільськогосподарському товаристві (DLG (Німеччина) [1].

Оцінювання технічного рівня і якості промислової продукції, до якої відносяться трактори, здійснюється під час вибору найкращого варіанту продукції [1]. На ринку тракторів оцінюються, перш за все, їхні споживчі властивості, основні показники призначення, ергономічності та вартості.

Таблиця 1.1

**Технічні характеристики колісних тракторів,
що користуються найбільшим попитом на ринку України**

Показники	Марка трактора					
	Беларус 800/820	Беларус 2022.3	ХТЗ-17221	John Deere 8335R	Case IH Magnum 340	New Holland T8.390
Тяговий клас	1.4	3.0	3.0	5.0	5.0	5.0
Номінальна потужність ДВЗ, N_e , кВт	59,6	156	128,7	246	220	221,4
Номінальна питома витрата палива, g_e , г/кВт·год	235	227	220	224	214	229
Запас крутного моменту ДВЗ, %	15	24	15	41,4	45,7	41,9

Продовження табл.1.1

Тягова потужність, N_T , кВт	44,7	134	100,3	212	191,3	198,5
Експлуатаційна маса, m_e , кг	4100	7220	8900	13820	12104	12000
Навантаження на вісь, передня/задня, кг	1640/2460	3032/4188	3827/5073	5620/7390	4813/7291	5170/6830
Енергонасиченість, $E=N_e/m_e$, кВт/кН	1,48	2,20	1,48	1,81	1,85	1,88
Умовний тяговий ККД, $\eta_T=N_T/N_e$	0,75	0,86	0,78	0,86	0,86	0,89
Діапазон швидкостей руху переднього ходу, км/год.	1,9 – 34,3	1,89 – 39,7	3,73 – 29,6	1,73 – 39,4	3,15 – 39,4	0,97 – 40,0
Вартість станом на 1.10.2017 р., \$ США	22200	72700	60800	210400	220900	252600
Вартість станом на 01.10.2017 р. 1 кВт потужності ДВЗ, \$ США/кВт	372,4	466	472,4	855,2	1004	1140,9
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання; ККД – коефіцієнт корисної дії						

Таблиця 1.2

**Фактичні значення показників призначення та безпеки
під час виконання технологічного процесу
(100 % навантаження) колісними тракторами,
що користуються найбільшим попитом на ринку України**

Показники	Марка трактора					
	Беларус 800/820	Беларус 2022.3	ХТЗ-17221	John Deere 8335R	Case IH Magnum 340	New Holland T8.390
Експлуатаційна питома витрата палива, г/кВт·год.	251,8	230	261	257	257	257
Буксування, %	10	11	12	12	12	12
Максимальний тиск рушія на ґрунт, кПа	155	150	160	175	170	172
Найменший радіус повороту, м	4,5	6,5	6,6	12,4	13,5	14
Агротехнічний просвіт, мм	460	450	450	520	510	500
Рівень шуму в закритій кабіні (біля вуха водія), дБ(А)	80,3	76,4	78,8	68,9	67,6	70,3

Споживчими властивостями тракторів є показники енергонасиченості, запасу крутного моменту двигуна, умовного тягового коефіцієнту корисної дії (ККД) і вартості. Нормативні значення указаних показників були визначені на основі аналізування результатів випробувань 554 моделей і модифікацій тракторів закордонних виробників, що випробовувались впродовж останніх п'яти років у NTTL (США) і DLG (Німеччина) [1]. Було

встановлено, що на світовому ринку тракторів найбільшим попитом користуються трактори закордонних виробників з енергонасиченістю 1,715 кВт/кН, запасом крутного моменту двигуна 51,5 % та умовним тяговим ККД 0,77.

На ринку України реалізуються трактори закордонних виробників з енергонасиченістю, що перевищує нормативи: Беларус 2022.3 – на 28 %, Case IH Magnum 340 – на 7,8 %, John Deere 8335R – на 5,5 %, New Holland T8.390 – на 9,6 %. Нижчими за міжнародні нормативи енергонасиченості на 14 % є показники тракторів МТЗ 800/820 та ХТЗ-17221. Доведено, що підвищення енергонасиченості трактора на 0,1 кВт/кН призводить до зниження енерговитрат на 1 га на енергоємних технологічних операціях, наприклад, на глибокій оранці на 7 – 8 %; на менш енергоємних процесах, наприклад, на культивуванні – на 20 – 22 %.

Для підвищення ефективності використання енергонасиченості тракторів, закордонні виробники встановлюють на них двигуни постійної потужності (ДПП) [1.3], відмінною особливістю яких є високий коефіцієнт запасу крутного моменту K (відношення максимального моменту двигуна до номінального). Це дозволяє ефективно використовувати трактори не лише шляхом повного завантаження двигуна, але також і у випадках його неповного завантаження. На ринку України реалізуються трактори з меншим зниженням K у порівнянні з нормативним. Найменше зниження K (12 %) має трактор Case IH Magnum 340, найбільше (71 %) – трактори Беларус 800/820 і ХТЗ-17221.

Норматив за умовним тяговим ККД трактора, що характеризує його тягові властивості, виконується для тракторів New Holland T8.390 (перевищення на 15 %), John Deere 8335R і Беларус 2022.3 (перевищення на 12 %) та не виконується для трактора МТЗ 800/820 (знижений на 3 %).

Нормативні значення показників призначення (див. табл. 1.1):

- умовна витрата палива для тракторів класів: 14 кН – 200 г/кВт·год., 30 кН – 225 г/кВт·год., 40 і 50 кН – 220 г/кВт·год.;
- діапазон робочої швидкості для тракторів класів: 14 – 1,5–15 км/год., 30, 40 і 50 кН – 2–15 км/год.;
- буксування колісних тракторів за максимальної тягової потужності – 12 %;
- радіус повороту тракторів класичної компоновки класів: 14 кН – 4,5 м, 30 кН – 6,5 м, 40 кН – 8,5 м, 50 кН – 11,5 м;
- агротехнічний просвіт для тракторів класів: 14 кН – 500 мм, 30 кН – 400 мм, 40 і 50 кН – 520 мм.

Норматив допустимого максимального тиску ходових систем тракторів на ґрунт визначено в ДСТУ 4521 [1.6], який за рівноважного стану шару від 0 до 10 см (1,2 – 1,3) за вологості ґрунту від 0,6 НВ до 0,7 НВ включно дорівнює 140 кПа.

Норматив за ергономічними показниками визначено в ГОСТ 12.2.019 [1], у відповідності з яким рівень шуму на робочому місці оператора не повинен

перевищувати за випробувань без навантаження 86 дБ(А) та під навантаженням – 90 дБ(А).

Відповідність фактичних значень (див. табл. 1.2) показників призначення і ергономічності нормативним значенням тракторів, що найбільше реалізуються на ринку України, оцінювалась у Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого під час їхніх випробуваннях і в експлуатації.

Аналіз результатів випробувань указаних тракторів показав, що основні показники призначення не відповідають нормативним значенням. Зокрема, за 100 % навантаження на тягових роботах тракторів John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 і New Holland T8.390, експлуатаційні питомі витрати палива перевищили норматив на 16 % (257 г/кВт·год.). За даним показником лідирує трактор Беларус 2022.3, у якого дане перевищення дорівнює 2 % при кращому значенні експлуатаційної питомої витрати палива 230 г/кВт·год.

При порівнянні тракторів за показником буксування рушіїв із максимальним тяговим навантаженням, а також за показником агротехнічного просвіту, було встановлено їхню відповідність нормативним значенням. Найменший радіус повороту відповідає нормативам у тракторів Беларус 800/820, Беларус 2022.3 і ХТЗ-17221 та не відповідає у тракторів John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 і New Holland T8.390, в яких найменше відхилення від нормативу має трактор John Deere 8335R і найбільше – New Holland T8.390.

Аналіз результатів з оцінювання тиску на ґрунт рушіїв у тракторів без баласту на однакових шинах показав, що в усіх тракторів за даним показником перевищено норматив. Найбільше перевищення на стерні озимої пшениці відмічено у трактора John Deere 8335R (25 %), найменше – у трактора Беларус 2022.3 (7 %). Можна очікувати, що у весняний період на ґрунтах підвищеної вологості дане перевищення буде істотнішим.

Рівень шуму в кабіні тракторів (біля вуха оператора), що порівнювались, відповідає нормативам, причому даний ергономічний показник має найкраще значення у трактора Case IH Magnum 340.

Таким чином, на основі аналізу результатів випробувань і спостереження в умовах експлуатації за тракторами, що мають найбільший попит на ринку України, можна зробити висновок, що жодна модель тракторів різних підприємств-виробників не відповідає усім нормативним вимогам. У відповідності з методичними вказівками [1.5], під час оцінювання технічного рівня та якості продукції застосовно до тракторів, порівнюється технічна досконалість тракторів одного тягового класу. Найбільш прийнятним, за даного порівняння, є комплексний метод оцінювання рівня якості продукції, що базується на аналізуванні головного (визначаючого) показника, що відображає основне призначення продукції. При цьому, аналізуються також супутні показники якості продукції, що відображають її технічну досконалість і споживчі властивості.

Для тракторів головним показником технічного рівня є енергонасиченість. Супутніми показниками можуть бути експлуатаційна

питома витрата палива, максимальний тиск рушіїв на ґрунт і вартість. На ринку України найбільшим попитом користуються трактори тягового класу 30 кН – Беларус 2022.3, ХТЗ-17221; класу 50 кН – John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 і New Holland Т8.390. При порівнянні тягових і супутніх показників (див. табл. 1.1 і табл. 1.2) тракторів тягового класу 30 кН Беларус 2022.3 і ХТЗ-17221 перевага надається трактору Беларус 2022.3, енергонасиченість якого перевищує енергонасиченість трактора ХТЗ-17221 на 49 % за зниженої експлуатаційної питомої витрати палива на 12 % і тиску рушіїв на ґрунт на 6,6 %. Однак, вартість трактора Беларус 2022.3 вище у 1,19 раз вартості трактора ХТЗ-17221. Щодо тракторів тягового класу 50 кН, більшу енергонасиченість має трактор New Holland Т8.390 (перевищення 2 – 4 %) за однакової експлуатаційної питомої витрати палива. Трактори, що порівнювались (John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 і New Holland Т8.390), майже однаково ущільнюють ґрунт, перевищуючи норматив на 20 – 25 %.

Узагальнений аналіз показників тракторів John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 і New Holland Т8.390 свідчить про те, що вони мають майже однаковий технічний рівень. У даному випадку на ринку України вирішальне значення має вартість трактора. За даним показником лідирує трактор John Deere 8335R, вартість якого нижче вартості тракторів Case IH Magnum 340 у 1,05 раз і New Holland Т8.390 – у 1,2 раз.

Таким чином, за технічним рівнем на ринку України перевагу необхідно надавати трактору John Deere 8335R.

Слід зазначити, що на ринку України впродовж останніх років має попит трактор загального призначення Беларус 3022 ДЦ.1 (українська збірка) тягового класу 50 кН (рис. 1.1).

На даному тракторі встановлюється дизельний двигун BF06M1013FC (Deutz) сертифікований за II-м ступенем Директиви 2000/25 /ЕС і потужністю 222,8 кВт із запасом крутного моменту 30 %. Призначений для виконання різних сільськогосподарських робіт з навісними, напівнавісними і причіпними машинами та знаряддям, як транспортний засіб, з навантажувально-розвантажувальними засобами, прибиральними комплексами, а також для приводів стаціонарних сільськогосподарських машин.



Рис. 1.1 - Трактор Беларус 3022 ДЦ.1 в роботі

Трактор Беларус 3022 ДЦ.1 під час оцінювання технічного рівня у порівнянні з трактором Case IH Magnum 340 має кращі значення оціночних показників: його енергонасиченість вище на 6,4 % ($E=1,97$ кВт/кН), експлуатаційна питома витрата палива нижче на 3,6 % ($g_e=248$ г/кВт·год.), максимальний тиск рушіїв на ґрунт нижче на 3 % (165 кПа) на стерні озимої пшениці. Проте, трактор Беларус 3022 ДЦ.1 має підвищений шум у кабіні на 18,3 % (80 дБ(А)), не перевищуючи норматив за ГОСТ 12.2.019 [1.7]. За вартістю, станом на 1.10.2017 р., трактор Беларус 3022 ДЦ.1 (143500 \$) нижче в 1,54 рази вартості трактора Case IH Magnum 340 (220900 \$).

Під час порівняння тракторів Беларус 3022 ДЦ.1 і Case IH Magnum 340 з двигунами майже однакової номінальної потужності при експлуатаційних випробуваннях, що проводились Харківською філією УкрНДПВТ імені Л. Погорілого на оранці стерні озимої пшениці при агрегуванні з напівнавісним оборотним плугом ППО-8.30/45, отримана майже однакова змінна продуктивність тракторів 2,76 га/год. при зниженій на 3,2 % змінній витраті палива трактора Беларус 3022 ДЦ.1 (12,4 кг/га). Краща паливна економічність трактора Беларус 3022 ДЦ.1 у порівнянні з трактором Case IH Magnum 340 пояснюється зниженою експлуатаційною питомою витратою палива його двигуна.

Таким чином, на ринку тракторів в Україні найбільший попит мають торговельні марки Беларус, John Deere, Case IH і New Holland, технічний рівень тракторів яких відповідає вимогам технічного прогресу. Запропоновано оцінювати технічний рівень тракторів за головним показником (енергонасиченість), із супутніми показниками (експлуатаційна питома витрата палива, максимальний тиск рушіїв на ґрунт) і вартістю. За технічним рівнем на ринку України необхідно віддати перевагу тракторам тягових класів 30 кН – Беларус 2022.3, 50 кН – Case IH Magnum 340.

Конкуренцію на ринку України трактору Case IH Magnum 340 може скласти трактор Беларус 3022 ДЦ.1 (українська збірка), що має кращі показники технічного рівня за меншої в 1,54 рази вартості.

1.2 Споживчі якості енергонасиченості тракторів для рослинництва

Однією з основних проблем тракторної енергетики на сучасному етапі є обґрунтування необхідного рівня енергонасиченості тракторів для сільськогосподарського виробництва, яка визначається співвідношенням потужності двигуна і маси трактора [1.1, 1.8]. Якість є більш широким показником, ніж конструктивна ефективність. Для тракторів якість визначається їхньою конструктивною ефективністю, пов'язаною з пристосованістю до виконання технологічного процесу та привабливістю для покупця як товару. Оскільки оцінка ефективності та конструктивної якості істотно залежать від умов експлуатації, то рівень якості (технічний рівень) одного і того ж трактора буде різний у різних умовах експлуатації. У цьому випадку втрачається сенс поняття «номінальні параметри» конструкції, оскільки у кожному конкретному випадку використання трактора необхідні

найкращі параметри конструкції будуть індивідуальні і можуть бути отримані при збільшенні числа модифікацій і застосуванні принципу різноманітної комплектації. Тільки цим, очевидно, можна пояснити те, що тракторні компанії Західної Європи і США зазвичай випускають трактори серіями, у кожній по декілька моделей, які незначною мірою відрізняються за потужністю. Наприклад, тільки за останні п'ять років на світовому ринку було запропоновано і проходили випробування в NTTL (США) і DLG (Німеччина) 554 моделі тракторів, з них John Deere – 104, New Holland – 92, Case-IH – 83, Massey Ferguson – 104, Challenger – 64 і т.д. [1.4]. В Україні, а саме в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, що є головною організацією Міністерства аграрної політики та продовольства України з питань випробовування тракторів, за даний період було проведено 27 приймальних випробувань тракторів. При такому значному ринку тракторів, кращі споживчі якості буде мати трактор, що найбільш пристосований до конкретних умов експлуатації: енергонасиченість, площа оброблюваних земель, технології вирощування сільськогосподарських культур, тощо. Запропоновано [1.8] оцінювати енергонасиченість конкретної моделі трактора шляхом порівняння її з еталонною енергонасиченістю $E_{те}$, яка визначається відношенням ефективної потужності двигуна N_e за номінального тягового навантаження і швидкості на стерні колосових, до експлуатаційної ваги $G_{тр}$ трактора без баласту

$$E_{те} = \frac{N_e}{G_{тр}} . \quad (1.1)$$

При виконанні тракторами енергоємних технологічних операцій (оранка, чизелювання, робота з важкою дисковою бороною) за залежністю (1.1) отримані наступні значення еталонної енергонавантаженості: $E_{те}=1,5$ кВт/кН – для колісних тракторів 4К4 і $E_{те}=1,4$ кВт/кН – гусеничних.

Виникає інтерес щодо порівняння енергонасиченості тракторів, що пройшли випробування у NTTL (США) і DLG (Німеччина) за останні п'ять років [1.4], а також вітчизняних тракторів з еталонною енергонасиченістю. Аналіз енергонасиченості 554 моделей і модифікацій тракторів закордонних підприємств-виробників, які за останні п'ять років пройшли випробування і надійшли на ринок, показав, що більшість фірм постачає на ринок трактори з енергонасиченістю $E_{те}=1,715$ кВт/кН. Вітчизняні трактори, хоч і поступаються за енергонасиченістю закордонним моделям, але, в основному, перевищують еталонні показники: Беларус-920 і Беларус-892 мають $E_{те}=1,61$ кВт/кН і $E_{те}=1,66$ кВт/кН; ХТЗ-17221-09 – $E_{те}=1,81$ кВт/кН; ТЯ-200 «Ярило» – $E_{те}=1,54$ кВт/кН; ХТА-200 «Слобожанец» – $E_{те}=1,84$ кВт/кН; Коваль 5300 – $E_{те}=1,56$ кВт/кН. Найбільшу енергонасиченість серед вітчизняних тракторів мають трактори КИЙ-14102 – $E_{те}=2,02$ кВт/кН і ХТА-220 «Слобожанец» – $E_{те}=2,1$ кВт/кН; найменшу $E_{те}=1,4$ кВт/кН – ЮМЗ-82.

Закордонні виробники тракторів пропонують споживачу трактори в основному в інтервалі потужності двигуна 50 – 150 кВт. Проте, в останні роки, спостерігається стрімке зростання продажу тракторів з потужністю

двигуна понад 150 кВт в Німеччині, Франції та в передкризові роки в Росії [1] (табл. 1.3).

Фахівці роз'яснюють [1] підвищений попит у споживача на трактори великої потужності насамперед появою нових технологій сільськогосподарського виробництва, що вимагають високої потужності двигуна трактора. Наприклад, технологія із застосуванням високопродуктивних комбінованих посівних агрегатів, що дозволяють за один прохід проводити передпосівний обробіток, точний посів, нормоване внесення добрив і прикочування посівів; технології точного землеробства із застосуванням навігаційної системи GPS для забезпечення точного водіння широкозахватних агрегатів, тощо. Тенденція зростання числа потужних тракторів у парку країн Європейського Союзу (ЄС) пояснюється також укрупненням окремих сільськогосподарських підприємств, технологією обробляння земель об'єднаними силами декількох господарств і розвитком системи колективного користування сільськогосподарськими машинами.

Таблиця 1.3

Розподіл потужності двигунів закордонних тракторів

Інтервал потужності двигуна, кВт	<5	50-100	100-150	150-200	200-250	250-300	300-350	350-400	>400
Частка потужності двигуна в інтервалі, %	3,6	26,3	25,4	16,3	14,2	5,0	4,5	3,2	1,5

Виробництво тракторів в Україні перебуває в інтервалі потужності двигуна до 200 кВт (трактор «Коваль 5300»). Хоча наявність в Україні агрохолдингів з площею орендованої землі від 5 тис. га до 10 тис. га і більше (25 % від загальної площі ріллі) [1.11] призводить до збільшення імпорту потужних тракторів.

Найбільшим попитом користувалися колісні повнопривідні з двома ведучими мостами трактори з класичним компонованням в діапазоні середньої (до 200 кВт) і високої потужності (200 – 300 кВт і більше).

Купуючи трактори закордонного виробництва, українські споживачі, в основному, орієнтуються на популярність брендів фірм-виробників тракторів для села при недостатньому аналізуванні ринку тракторної техніки, оцінюванні експлуатаційно-технологічних показників тракторів у господарствах і результатів їх випробувань у спеціалізованих установах. Вирішення указаних питань є особливо важливим враховуючи вартість закордонних тракторів, що перевищує у 3 – 4 рази вартість вітчизняних: вартість на 1.10.2017 р. 1 к.с. вітчизняного трактора – 352 \$, а іноземного – 750 \$.

В умовах недостатньої оснащеності аграрного сектору України тракторами, потреба в яких за даними Держкомстату України [2] забезпечена лише на 84 %, дуже важливим є вирішення проблеми ефективного використання їх енергонасиченості. З цією метою пропонується створення модульних енергетичних засобів змінного тягового класу [2]; застосування

на тракторах безступінчастих трансмісій, наприклад на тракторах фірми Fendt серії Varіо, які незважаючи на їх високу вартість користуються великим попитом у Західній Європі; використання баластування і здвоєних (строєних) коліс.

З метою оцінювання впливу енергонасиченості трактора на продуктивність і енерговитрати на основному обробітку ґрунту в Харківській філії УкрННПВТ ім. Л. Погорілого були проведені порівняльні випробування колісних тракторів ХТЗ-17221 (базовий) з дизелем ЯМЗ-236Д-3 (номінальна потужність $N_e=128,7$ кВт) і ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК ($N_e=139,7$ кВт). Підвищення потужності дизеля ЯМЗ-236НК було досягнуто за рахунок застосування охолодження повітря, що нагнітається турбокомпресором. Це дозволило практично за однакової маси тракторів ХТЗ-17224 ($m_e=8820$ кг) і ХТЗ-17221 ($m_e=8760$ кг) отримати енергонасиченість першого трактора $E_T=1,61$ кВт/кН, другого – $E_T=1,50$ кВт/кН. Трактори ХТЗ-17224 та ХТЗ-17221 під час випробувань порівнювалися за показниками продуктивності і енерговитрат з урахуванням ефективної енергонасиченості, яка визначається завантаженням двигуна при виконанні певного технологічного процесу (рис. 1.2, табл. 1.4).

Аналізування табл. 1.4 показує, що з підвищенням енергонасиченості трактора підвищується його продуктивність і знижуються енерговитрати. Наприклад, на оранці стерні озимої пшениці на глибину 30–32 см продуктивність агрегату ХТЗ-17224 + ПРУН-5-45 за рахунок підвищення робочої швидкості зросла на 30 % при зниженні енерговитрат на 7,3 % у порівнянні з агрегатом ХТЗ-17221 + ПРУН-5-45. При зниженні енергоємності технологічного процесу зберігаються знижені енерговитрати агрегатів з трактором ХТЗ-17224.



Рис. 1.2 - Обсяг (га) виконаних робіт і витраченого (кг) палива трактором ХТЗ-17224 за напрацювання 1395 мотогодин

**Експлуатаційно-технологічні показники тракторів
ХТЗ-17224 та ХТЗ-17221**

Технологічна операція	Значення параметру				
	ефективна енергонасиченість, кВт/кН	робоча швидкість, км/год.	змінна продуктивність, га/год.	витрата палива, кг/га	енерговитрати, МДж/га
Глибока оранка (ПРУН-5-45) ХТЗ-17224					
ХТЗ-17221	1,54	7,80	1,70	14,77	633,6
	1,45	5,80	1,30	15,93	683,4
Глибоке рихлення (БГР-4,2) ХТЗ-17224	1,40	9,10	3,60	5,72	245,4
ХТЗ-17221	1,33	7,80	3,10	6,38	273,7
Культивация (КПЕ-6) ХТЗ-17224	1,35	9,38	5,60	4,75	203,8
ХТЗ-17221	1,26	9,35	5,60	6,05	259,5

Енергетична ефективність A_r агрегатів оцінена шляхом порівняння енерговитрат базового A_{nb} і порівнюваного A_n агрегатів при певному річному завантаженні T_r та продуктивності $W_{\text{ч}}$ на певній технологічній операції, тобто $A_r = (A_{nb} - A_n) T_r W_{\text{ч}}$.

При випробуваннях тракторів ХТЗ-17224 та ХТЗ-17221 протягом 1395 год. роботи розподіл T_r за видами робіт склав: глибока оранка – 165 год., розпушування – 1030 год., культивация – 200 год. При такому річному завантаженні тракторів економія енерговитрат і палива трактора ХТЗ-17224 у порівнянні з базовим трактором ХТЗ-17221 при еквіваленті 1 кг дизельного палива 42,9 МДж отримано: на глибокій оранці – 13558,05 МДж/агр (316,03 кг/агр), на глибокому розпушуванні – 105352,5 МДж/агр (2455,8 кг/агр), на культивации – 64829,6 МДж/агр (1464,5 кг/агр).

Відзначено, що підвищення енергонасиченості трактора на 0,1 кВт/кН призводить до зниження енерговитрат на 1 га на енергоємних технологічних операціях, наприклад на глибокій оранці з коефіцієнтом завантаження двигуна, $\xi_N = 0,95 - 0,96$ на 7 – 8 %; на менш енергоємних процесах, наприклад на культивации $\xi_N = 0,83 - 0,84$ – на 20 – 22 %.

Для підвищення ефективності використання енергонасиченості тракторів на багатьох тракторах закордонних фірм [3] застосовують багаторівневі двигуни і практично на усіх тракторах – двигуни постійної потужності, для яких характерним є високий коефіцієнт запасу крутного моменту K (відношення максимального моменту двигуна до номінального). На тракторах із багаторівневими двигунами, наприклад Claas Axion 850 Cebis, John Deere 6534 Premium, New Holland T7070 AutoCommand, нижчий за

потужністю (тяговий) рівень має високий запас крутного моменту, а вищий технологічний рівень – велику на 20 – 25 % потужність із меншим запасом крутного моменту 8 – 12 %. Це забезпечує рух тракторного агрегату з постійною швидкістю з меншими енерговитратами на змінному агрофоні. При застосуванні на тракторах ДПП з високим K (40 – 60 % і більше, наприклад, Case-IH Magnum 245 – 53,2 %, Challenger MT645C IEGR – 60,8 %, John Deere 7830 – 45,9 %, тощо) забезпечується приблизно стала максимальна потужність в значних інтервалах частот обертання колінчастого валу, суміщення області максимальної потужності з найбільш економічними режимами двигуна. Залежно від умов застосування трактора з ДПП рівень максимальної (постійної) потужності може змінюватись в межах 30 – 35 % за відповідного вибору K . Це дозволяє ефективно використовувати їх не тільки шляхом повного завантаження двигуна, але також і у випадках його не повного завантаження. З цією метою для підвищення споживчих якостей тракторів проводять їх випробування на часткових 75 % і 50 % завантаженнях за силою тяги [1.4]. Такі випробування виконуються двома методами: на штатній передачі та повній подачі палива і на вищій передачі часткової подачі палива (тобто на меншій частоті обертання колінчастого вала двигуна). При цьому передачу і подачу палива підбирають таким чином, щоб сила тяги та швидкість трактора були найбільш близькі і відповідали заданим частковим завантаженням трактора.

На більшості вітчизняних тракторах серії ЮМЗ, Беларус, КИЙ, ХТЗ-170 встановлюються двигуни зі зниженим K (Д-240 – 20 %, Д-243 – 23 %, ЯМЗ-236Д – 15 %, ЯМЗ-238КМ2 – 14 %), що негативно впливає на енерговитрати технологічного процесу, що виконується. Проте, на останніх моделях вітчизняних тракторів спостерігається тенденція встановлення двигунів з підвищеним коефіцієнтом запасу крутного моменту, приміром, на тракторі Беларус-1221.2 встановлений двигун Д-260.2, що має $K=51$ %.

В реальній експлуатації під час виконання тракторним агрегатом сільськогосподарських технологічних операцій його навантаження змінюється в межах 10 – 30 %. Тому макроколивання навантажень можуть відстежуватися ДПП трактора лише у разі забезпечення необхідним набором передач з певними перепадами між сусідніми передачами.

Оцінка енергетичних показників варіантів трансмісії орних і універсально-просапних енергозасобів свідчить на користь застосування ДПП із збільшеним діапазоном регулювання ($K=1,3 – 1,4$) і механічної ступеневої трансмісії, що перемикається на ходу в діапазонах. Перепад (q) передавальних чисел сусідніх передач (швидкостей) трансмісії для тракторів повинен бути $q \leq 1,4$. У такому випадку, наприклад, для орно-просапного трактора з діапазоном основної робочої швидкості 4 – 15 км/год. і транспортної 15 – 40 км/год. необхідно задіяти шість передач. У цьому випадку забезпечується найбільш ефективне використання енергонасиченості трактора.

Таким чином, енергонасиченість трактора та ефективність її

використання в експлуатаційних умовах є одним з основних його споживчих якостей, що визначають конкурентоспроможність на світовому ринку.

Серед численних моделей і модифікацій тракторів, представленими на ринок в останні роки закордонними тракторними корпораціями і компаніями, переважають трактори з енергонасиченістю $E_T \geq 1,715$ кВт/кН і номінальною потужністю двигуна $N_e = 105,4$ кВт. Зарубіжні виробники тракторів пропонують покупцеві трактори в основному в інтервалі потужності двигуна 50 – 150 кВт, хоча спостерігається останніми роками зростання продажів тракторів з потужністю двигуна понад 150 кВт. Слід очікувати інтенсивного імпорту в Україну потужних тракторів, аналоги яких не випускаються вітчизняними виробниками.

На основі експлуатаційних випробувань тракторів тягового класу 30 кН серії ХТЗ-170 з різною енергонасиченістю було отримано, що підвищення енергонасиченості на 0,1 кВт/кН призведе до зниження енерговитрат на енергоємних технологічних операціях на 7 – 8 % та на менш енергоємних – на 20 – 22 %.

Одним із напрямків підвищення споживчих якостей показників тракторів по енергонасиченості є вирішення проблеми адаптації енергонасиченості до технологічного процесу, що виконується з використанням двигунів постійної потужності.

Контрольні питання

1. Які технічні показники ви вважаєте найважливішими при оцінці технічного рівня тракторів сільськогосподарського призначення на ринку України?
2. Які основні тренди ви спостерігаєте в розвитку технічного рівня тракторів на українському ринку останні роки?
3. Які споживчі якості та характеристики тракторів є найбільш важливими для сільськогосподарських виробників, зокрема для рослинництва?
4. Як ви оцінюєте енергонасиченість тракторів для рослинництва на українському ринку?
5. Які фактори впливають на ефективне використання енергії в агропромисловому секторі?

Лекція 2 Основи кваліметрії трактора на етапах життєвого циклу

2.1 Етапи життєвого циклу трактора

Життєвий цикл трактора складається з наступних етапів: створення, виробництво, обіг, експлуатація, утилізація (рис. 2.1).

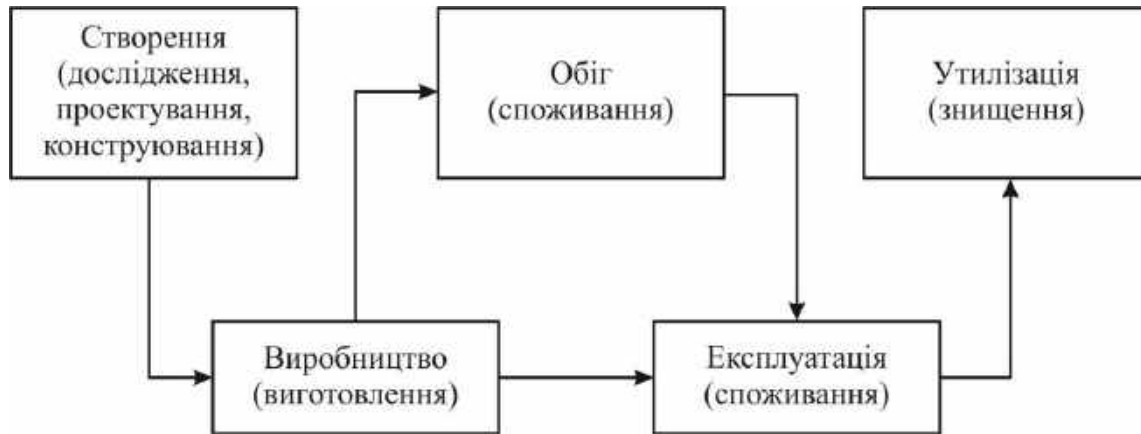


Рис. 2.1 - Етапи життєвого циклу трактора

Кваліметрія трактора передбачає забезпечення необхідного рівня його якості на всіх стадіях життєвого циклу. При цьому рівень якості трактора повинен задаватися і встановлюватися під час його створення, зберігання при виробництві та обігу, підтримуватися в експлуатації і легко утилізуватися. Однак, для цього необхідно визначати (оцінювати) заданий або наявний рівень якості, а потім впливати на якість конструкторськими і (або) інженерно-технологічними методами і засобами. При цьому, з урахуванням досягнутого рівня створення трактора вирішуються першочергові завдання інформаційної та організаційно-технологічної структури віртуальних бізнес-процесів в областях конструювання, технологічної підготовки виробництва, управління, збуту і експлуатації як складових частин життєвого циклу трактора [2.1] (рис 2.2).

Дана система інформаційної підтримки життєвого циклу трактора базується на CALS (Continuous Acquisition and Lifecycle Support) – технології, що забезпечує реалізацію стратегії організації виробництва нових виробів на базі нової інженерної технології, що базується на електронній моделі виробу [2.2].

Системоутворюючим принципом, закладеним в основу CALS-технології, є процесний підхід. Це означає, що основним при вирішенні всіх технічних проблем ставиться комп'ютерне моделювання процесів проектування і виробництва, забезпечення інформаційної та програмної підтримки цих процесів, електронний супровід процесів на основі електронного документообігу. При цьому на всіх стадіях життєвого циклу виробу пріоритет відданий якості даного виробу за функціональними і ергономічним показникам.

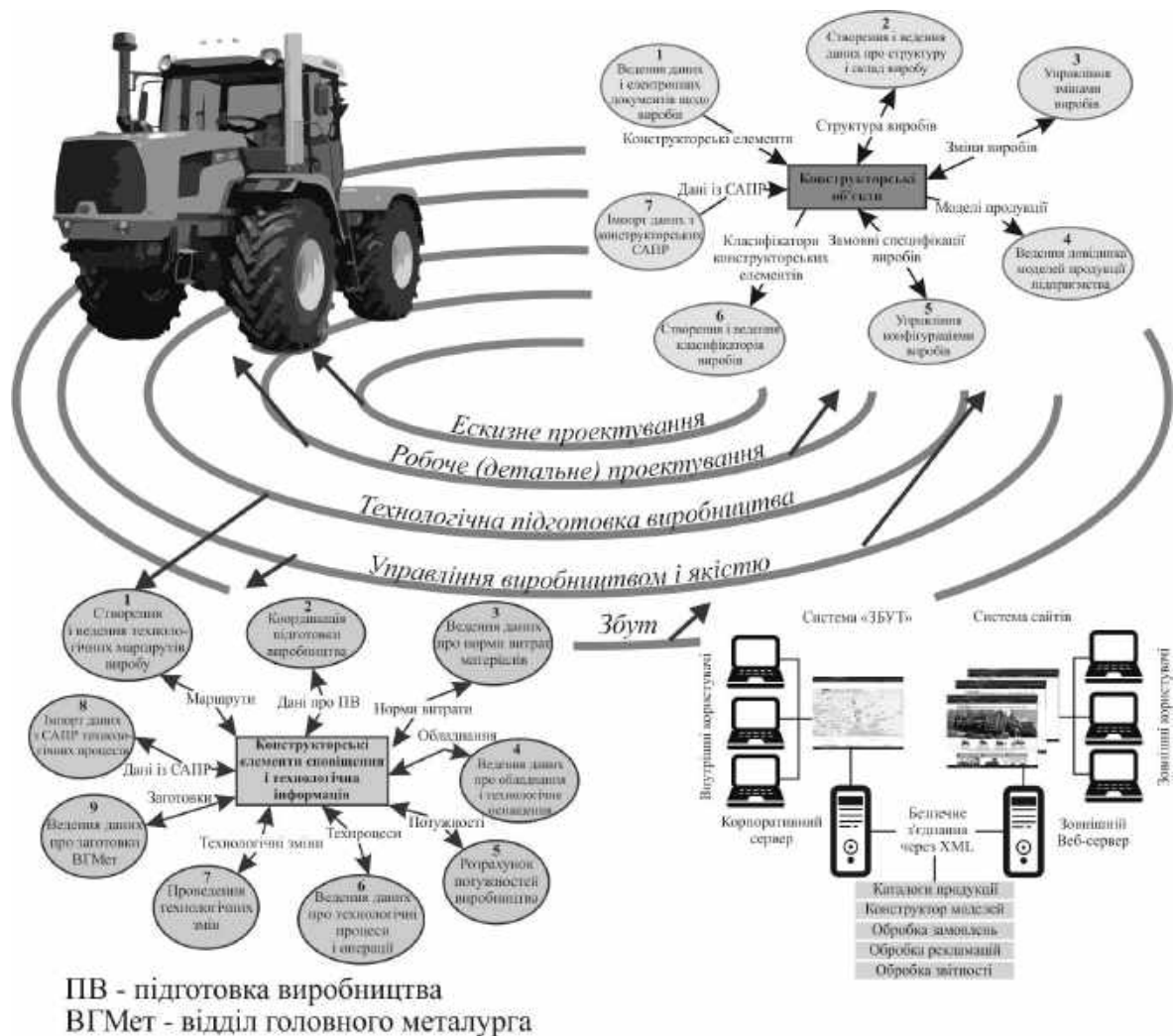


Рис. 2.2 - Перша черга інформаційної технології підтримки життєвого циклу трактора

CALS-технологія апробована з позитивним ефектом при створенні нових моделей тракторів на Мінському тракторному заводі [2].

2.2 Стадії та етапи проектування трактора

На стадії створення трактора виконуються пошукові дослідження на фізичних моделях тракторів (або їх елементів), що відтворюють або імітують конкретні його властивості [2.3]. Результатом пошукових досліджень є постановка задачі проектування, яка передбачає розробку технічних вимог до трактора і формування технічного завдання на його створення з нормативними показниками якості y_p . Підставою для формування граничних значень показників якості трактора, що розробляється є характеристики базових зразків та аналогів, вимоги національних і міжнародних стандартів, технічних умов, матеріалів науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт (НДДКР), відгуки споживачів, тощо. Показники якості трактора визначають його технічний рівень, що може бути оцінений за відомими методиками [2, 3, 4].

Суть даних методик полягає в тому, що нормативний показник якості (y_p)

є комплексним показником.

При цьому, вся встановлена номенклатура показників якості розташовується в порядку зменшення значимості [5]. Коефіцієнти вагомості m_x показників якості x_i визначають в частках від одиниці, а коефіцієнт вагомості найважливішого показника приймають рівним 1. Для інших показників коефіцієнти вагомості визначають розрахунковим шляхом за наявності залежності між показниками. При відсутності такої залежності – експертним методом.

Коефіцієнт впливу j -го нововведення у виробі, що розробляється, на значення показника x визначається за формулою

$$K_{xij} = \frac{x_{ij}}{x_{i\text{баз}}} , \quad (2.1)$$

де x_{ij} , $x_{i\text{баз}}$ – значення показників x_i з урахуванням нововведення (новації) і базового, відповідно;

j – порядковий номер нововведення.

Методика оцінювання технічного рівня трактора, що проектується полягає у наступному:

- уточнюють значення показників x_{ij} , що будуть досягнуті сукупністю усіх технічних рішень, використаних під час розробки трактора;

- визначають значення коефіцієнтів впливу нових технічних рішень K_{xij} на показники якості x_{ij} ;

- визначають сумарний коефіцієнт впливу на показники ΣK_{xij} ;

- оцінюють показник технічного рівня y_p трактора, що розробляється як частка від ділення сумарного коефіцієнту впливу ΣK_{xij} на сумарний коефіцієнт значущості показників якості, що розглядались $\Sigma m_{xij} = \Sigma m_{x\delta}$

$$y_p = \frac{\sum_{i=1}^n K_{xij}}{\sum_{i=1}^n m_{x\delta}} . \quad (2.2)$$

Числове значення показника y_p характеризує технічний рівень трактора у відношенні до відповідної базової моделі. При цьому, якщо показник $y_p > 1$, то розроблений трактор вважається високого технічного рівня; за $y_p < 1$ трактор оцінюється як виріб низького технічного рівня.

Опробування даної методики на тракторах серії ХТЗ-170 дозволило підвищити значення показника y_p з 0,95 до 1,05 за рахунок підвищення жорсткості корпусу головної передачі та впровадження нового диференціала ведучих мостів, що забезпечило підвищення їх нормативної довговічності до 8 і 10 тис. год. відповідно.

На усіх етапах процесу створення трактора, виготовляють макетні, експериментальні і дослідні зразки і проводять на них різні випробування: дослідні, довідні попередні, заключним етапом стадії створення трактора є

приймальні випробування, за результатами яких вирішується питання щодо доцільності постановки його на виробництво.

2.3 Уніфікація тракторів

Уніфікація тракторів (конструктивна наступність) є складовою частиною оцінювання їхнього технічного рівня у порівнянні з аналогом [3]. При цьому методика кваліметрії базується в основному на коефіцієнтах застосовності та повторюваності

$$K_{\text{зас}} = \frac{n - n_0}{n} \cdot 100\%, \quad K_{\text{п}} = \frac{N - n}{N} \cdot 100\%,$$

де n – загальна кількість типорозмірів деталей трактора;

n_0 – кількість типорозмірів оригінальних деталей;

N – загальна кількість деталей (у штуках).

Коефіцієнт $K_{\text{зас}}$ характеризує рівень загальної конструктивної наступності складових частин трактора, що розробляється, а $K_{\text{п}}$ – насиченість трактора повторюваними елементами (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Ступінь уніфікації колісних тракторів виробництва ХТЗ класу 30 кН

Трактори	Коефіцієнти, %		Кількість типорозмірів	Базова модель
	$K_{\text{зас}}$	$K_{\text{п}}$		
ХТЗ-16131	95,3	54,7	$n=2408; n_0=112; N=5316$	ХТЗ-120
ХТЗ-150К-09	86,7	58,4	$n=2554; n_0=340; N=6134$	Т-150К
ХТЗ-17021	93,3	55,3	$n=3004; n_0=200; N=6730$	ХТЗ-150К-09
ХТЗ-17121	95,4	56,3	$n=3003; n_0=137; N=6881$	ХТЗ-150К-09
ХТЗ-17221	95,9	55,8	$n=3009; n_0=123; N=6810$	ХТЗ-150К-09

Аналіз даної таблиці показує, що під час розроблення колісних тракторів серії ХТЗ-150К та ХТЗ-170 конструктивна наступність вище 90 %, а насиченість тракторів повторюваними елементами вище 50 %. Дані показники задовольняють нормативним документам за показниками уніфікації.

Контрольні питання

1. Які основні етапи можна виділити в життєвому циклі трактора, починаючи від його розробки до виведення з експлуатації? Які аспекти кваліметрії важливі на кожному з цих етапів?
2. Які стадії та етапи проектування трактора ви виділяєте із погляду кваліметрії? Які критерії якості враховуються на кожному з цих етапів для забезпечення оптимальної продуктивності та надійності трактора?
3. Як уніфікація тракторів впливає на процес кваліметрії на різних етапах життєвого циклу? Які переваги та обмеження уніфікації можуть виникнути з точки зору якості та ефективності трактора?
4. Які методи кваліметрії можуть бути застосовані для оцінки якості

трактора на етапах його виробництва та збирання? Як ці методи впливають на покращення процесів виготовлення та збирання тракторів?

5. Які аспекти кваліметрії важливі на етапах експлуатації та технічного обслуговування трактора? Які методи можуть бути використані для моніторингу та підтримки якості та продуктивності трактора під час його робочого життя?
6. Як зміни в умовах експлуатації та технологічній динаміці впливають на вимоги до кваліметрії тракторів на різних етапах їх життєвого циклу? Які стратегії можуть бути застосовані для адаптації кваліметричних підходів до умов та вимог, які змінюються?

Лекція 3 Аналіз ефективності використання та забезпечення функціональної стабільності трактора

3.1 Аналіз ефективності використання тракторів за техніко-економічними показниками

Висока конкуренція на ринку техніки зобов'язала виробників нести відповідальність за якість тракторів, що випускаються, яка може бути досягнута в межах заявленої ціни на продукцію. Цей принцип чітко відображає позицію закордонних фірм: за високу надійність треба платити. Взаємозв'язок вартості і ціни з рівнем надійності беззаперечний, хоча висока ціна не завжди гарантує високу надійність.

Таким чином, надійність трактора або агрегату, як показують результати вітчизняного і закордонного аналізування, багато в чому залежить від її економічного ефекту.

Тому при конструюванні, виникає проблема розподілу затрат між виробництвом і експлуатацією створених тракторів. Сучасне тракторобудування має в своєму розпорядженні достатньо ефективні засоби забезпечення високої надійності, але їх застосування обмежене ціною виробу. При створенні нової моделі тракторів або розв'язанні проблеми підвищення функціональної надійності тракторів, що серійно випускаються, розподіл затрат вимагає нових підходів при аналізуванні та обґрунтовуванні критеріїв оцінювання.

Уявлення про надійність тракторів дає сукупність відомостей про терміни їхньої експлуатації, напрацювання, інтенсивність експлуатації, затрати на ремонт і подальше зниження їх вартості.

Комплексною оцінкою ефективності використання техніки можуть слугувати затрати на технічне обслуговування і ремонт.

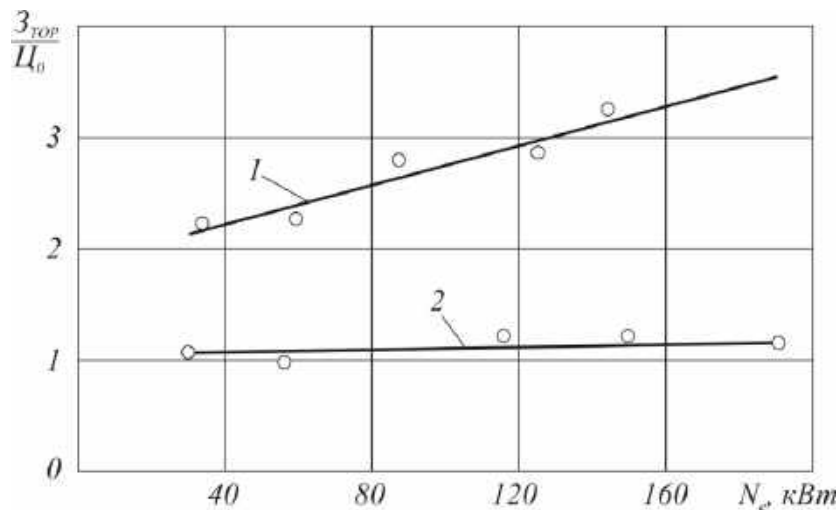
Американське суспільство інженерів сільського господарства рекомендує для оцінювання надійності, зокрема, ремонтпридатності сільськогосподарських тракторів, використовувати питомий показник, що визначається як відношення сумарних затрат на технічне обслуговування і ремонт за напрацювання 10000 годин до їх первинної ціни [2]. Цей показник (позначимо його η_p) визначається як

$$\eta_p = \frac{Z_{ТОР}}{Ц_0}, \quad (3.1)$$

де $Z_{ТОР}$ – затрати на ТО і Р трактора за 10000 год.;

$Ц_0$ – ціна нового трактора.

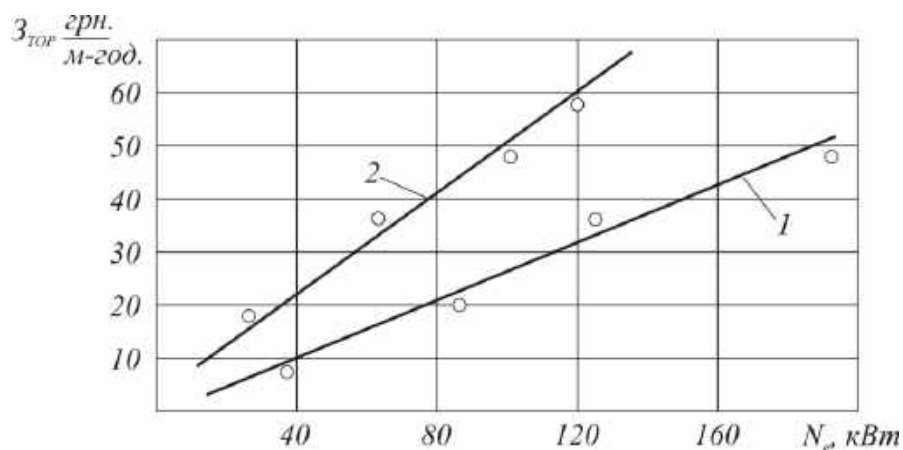
Для вітчизняних тракторів у діапазоні потужностей від 40 до 160 кВт, значення коефіцієнта η_p знаходиться в межах 2,0 і більше (рис. 3.1).



1 – вітчизняні; 2 – закордонні

Рис. 3.1 Зміна відношення сумарних затрат на ТО і Р тракторів за 10000 год. Роботи до первинної ціни

Слід зазначити, що абсолютні значення сумарних питомих затрат на підтримання функціональної стабільності, які включають затрати на ТО і Р тракторів закордонного виробництва за 10000 год., приведені до однієї м.-год., більш ніж в 4 рази перевищують аналогічні затрати щодо тракторів вітчизняного виробництва. Графічна ілюстрація витрат приведена на рис. 3.2. Збільшення затрат на ТО і Р відбувається не пропорційно напрацюванню трактора.



1 – вітчизняні; 2 – закордонні

Рис. 3.2 - Сумарні затрати на ТО і Р тракторів за амортизаційний період

Для визначення цих затрат можна використати наступну формулу:

$$Z_{TOP} = C_0 (K_1 K_2 t), \quad (3.2)$$

де K_1 , K_2 – коефіцієнти, що залежать від особливостей ТО і Р тракторів;
 t – напрацювання тракторів на момент розрахунку в тис. год.

Результати розрахунків за формулою (3.2) для вітчизняних і закордонних тракторів наведено в табл. 3...

Таблиця 3.1

**Зміна затрат на ТО і Р
закордонних і вітчизняних тракторів за 10000 год.**

Напрацювання трактора, год.	Накопичені витрати на ТОР % від початкової ціни трактора	
	зарубіжні	вітчизняні
3000	7,5	45
5000	29,5	110
7000	97	170
10000	120	267

Таким чином, перші 3000 год. витрати на ТО і Р закордонних тракторів не перевищують 10 %, вітчизняних – 45 % первинної ціни тракторів, за 5000 год. – закордонні досягають 30 %, вітчизняних – перевищують повну вартість і складають 110 %, а за 7000 год. – майже повної її вартості. Витрати на ТО і Р вітчизняної техніки за амортизаційний період перевищують первинну вартість тракторів у 2 і більше разів. Невисока початкова надійність тракторів в умовах низької культури експлуатації і якості ремонту дає значну кількість відмов, які обумовлюють таке співвідношення затрат.

Однією з непрямих характеристик надійності трактора, як уже наголошувалося, є ступінь його знецінення із збільшенням віку або напрацювання. За стандартом ASAE D 230.4 «Agricultural machinery management» вартість трактора у кінці n -го року експлуатації визначається (без поправки на інфляцію) за формулою:

$$C_0 = 68(920)^n, \quad (3.3)$$

де n – вік тракторів.

Провівши розрахунки, одержимо залишкову вартість від початкової ціни при віці 3 роки – 78 %; 5 років – 66 %; 7 років – 56 %; 10 років – 43 %; 12 років – 37 %.

Економічна ефективність, в широкому значенні цього терміну, характеризується співвідношенням між кінцевим результатом функціонування тракторів (корисним об'ємом робіт, що виконуються ними або напрацюванням) і затратами, що необхідні для отримання цього результату [2.9]. В якості узагальнюючого показника економічної ефективності, нормативними документами рекомендується використовувати показник абсолютного економічного ефекту, який розраховується як різниця між сумарними результатами в грошовому виразі P_T і затратами S_T – на здійснення заходу науково-технічного прогресу за розрахунковий період T

$$\mathcal{E}_T = P_T - S_T \quad (3.4)$$

Якщо є декілька варіантів конструктивно-технологічних рішень, що забезпечують різний рівень надійності, то щодо кожного варіанту необхідно

провести розрахунки затрат, результату і економічного ефекту. Кращим признається варіант, у якого абсолютний економічний ефект є максимальним. При економічному аналізуванні надійності варіантів у багатьох випадках не можливо обійтися без забезпечення їх тотожності за вартісною оцінкою результатів.

У разі порівняння тотожних за кінцевим результатом варіантів, критерій вибору – максимум ефекту, більш простий – мінімум сумарних затрат. Це видно з формули (2.24): якщо P_T у варіантів однакові, то найефективнішим буде той варіант, у якого затрати S_T є мінімальними.

Організаційно-технічні заходи з підвищення надійності, підтримання її необхідного рівня на етапах виробництва і експлуатації тракторів тим або іншим чином стосуються двох систем [2.11, 2.12]:

– системи підвищення і забезпечення надійності в процесі створення і виробництва тракторів;

– системи технічного обслуговування і ремонту цих тракторів в процесі експлуатації (рис. 3.3). Хоча в часі, за місцем і організаційно ці дві системи роз'єднані, у них є загальна мета: забезпечити працездатність тракторів, тобто деяке її напруження протягом терміну служби.

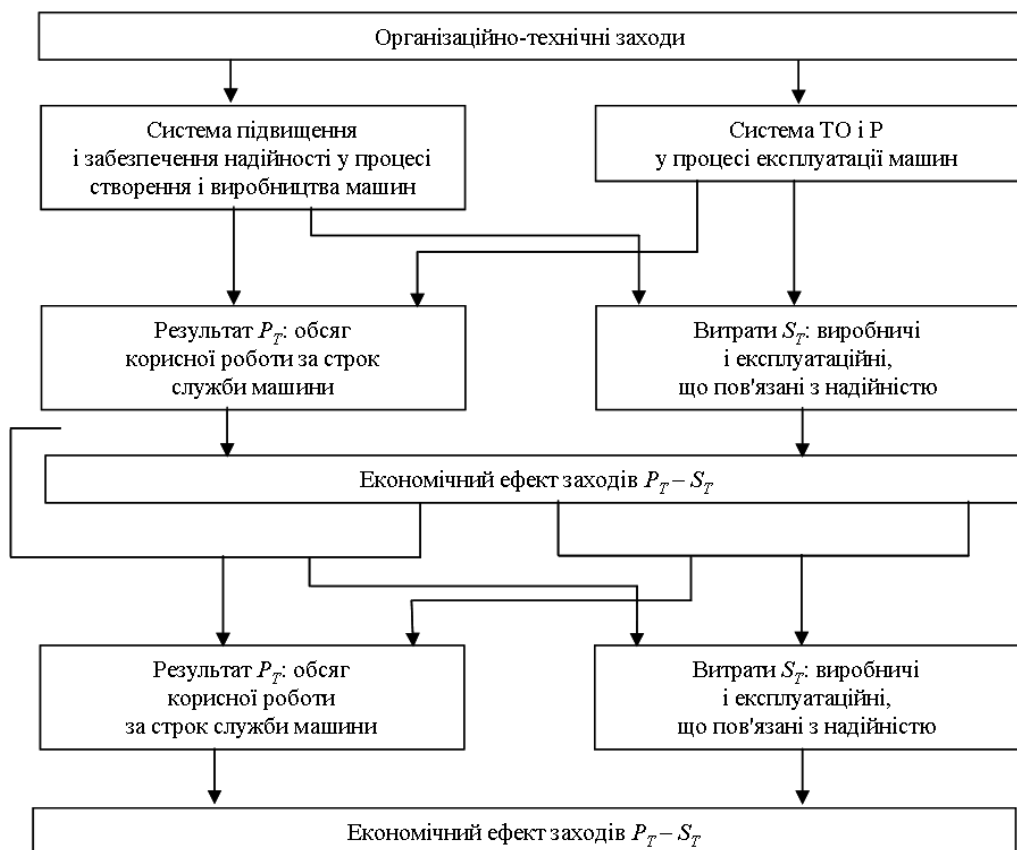


Рис. 3.3 - Схема формування економічної ефективності заходів, що пов'язані з функціональною стабільністю та надійністю тракторів

Роль таких систем у життєвому циклі для окремих видів техніки і різних умов її виробництва може бути самим різноманітним. Технічний прогрес,

впровадження прогресивних технологій і матеріалів, досконала організація праці і виробництва – ось ті шляхи, завдяки яким можна досягти настільки високого рівня надійності, що потреба в ТО і Р або взагалі відпаде, або зведеться до мінімуму.

Якщо ж за конструктивними, технологічними і інших міркуваннях не вдається досягти такого високого рівня надійності, то необхідний пошук резервів у вдосконаленні системи ТО і Р, прагнути зниження затрат в цій сфері.

Звідси витікає, що економічні питання надійності не можна розглядати вузько, тільки з позицій того, як забезпечити або підвищити надійність. Надійність не є абсолютною властивістю тракторів, вона тісно пов'язана з умовами експлуатації, ТО і Р. Можна говорити про рівень надійності не взагалі, а про той рівень, який досягається при певній системі обслуговування і ремонту.

Ефективність, як наголошувалося, характеризується співвідношенням результатів і затрат. Загальний результат функціонування тракторів є сумарною вартістю усього об'єму робіт, що виконувалися з використанням цих тракторів. Проте цей результат визначається не тільки надійністю за певної системи обслуговування тракторів. Він є наслідком багатьох факторів, в тому числі завантаження техніки в часі і за потужністю, організацію і дисципліну праці персоналу, зовнішні умови експлуатації, тощо. Результат системи забезпечення надійності і системи обслуговування і ремонту полягає в підтриманні працездатного стану техніки за термін її експлуатації. Виразити указаний індивідуальний результат економічно, тобто вичленивши його із загального вартісного результату, досить складно.

Контрольні питання

1. Назвіть етапи життєвого циклу трактора.
2. Які можливі причини зниження показника якості функціонування трактора?
3. Які заходи можна вжити для покращення ефективності трактора та збільшення обсягу виконаних робіт?
4. Як ви оцінюєте вплив невиконання правил експлуатації та технічного обслуговування на ефективність роботи тракторів у сільському господарстві?
5. Які можливі наслідки може мати недотримання періодичності та обсягу технічного обслуговування для ресурсу безвідмовної роботи тракторів?
6. Які конкретні заходи можна вжити для підвищення надійності тракторів під час їх виробництва? Які основні аспекти слід враховувати при розробці таких систем?

Лекція 4 Кваліметрія функціональних, ергономічних і екологічних властивостей трактора

4.1 Формування функціональних та ергономічних показників трактора

До функціональних показників трактора відносяться показники, які визначають його тяговий клас, енергетичні можливості, агрегатованість [3] та показники стійкості напрямку руху і гальмування. В їх число входять номінальне тягове зусилля, швидкість руху переднього і заднього ходу, максимальна потужність ВВП і частота його обертання на номінальному режимі двигуна. Дані показники повинні відповідати нормативам Кодексу 2 Організації економічного співробітництва і розвитку (ОЕСР), покладеного в основу випробувальних підрозділів тракторів держав-членів ООН [4].

На трактор, при виконанні ним технологічного процесу, діють на вході вектор-функція управління $u(t)$ і вектор-функція збурювання $F(t)$, на виході – вектор-функція динамічних властивостей трактора $w(t)$, яка визначається нестабільністю швидкості $v(t)$ його руху, стійкістю напрямку руху $y_n(t)$ і гальмування $y_r(t)$ (рис. 4.1).

На трактор діють як керовані входні вектор-функції керування u_{iy} [$i(t)$ – передавальне число трансмісії, $q(t)$ – подача палива у двигун, $k(t)$ – інтенсивність впливу на рульове керування, $p(t)$ – зусилля на органи керування гальмами], так і не керовані u_{in} [$R(t)$ – опір руху, $C(t)$ – рельєф місцевості, $\delta(t)$ – буксування рушіїв]. Збурювання $F(t)$ визначаються в основному некерованими змінними $u_{in}(t)$ внаслідок нестабільності опору руху трактора $f_R(t)$, зміни рельєфу місцевості $f_C(t)$ і нестабільності буксування рушіїв $f_\delta(t)$ трактора.

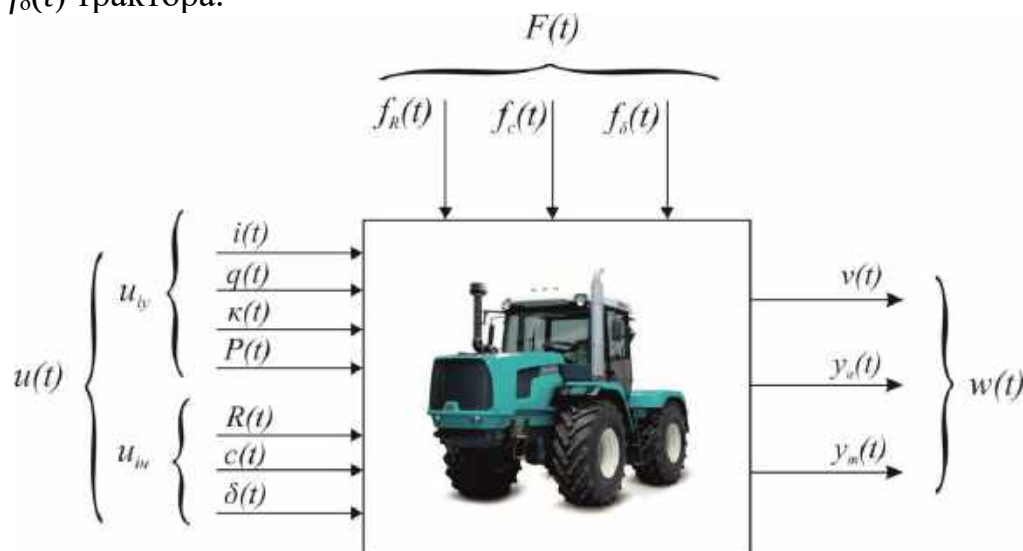


Рис. 4.1 - Функціональна схема трактора

Функціональний показник $v(t)$ характеризується, в основному, входніми функціями керування $i(t)$ та $q(t)$ і визначає тягово-енергетичні властивості

трактора; показники $y_n(t)$ та $y_r(t)$, направлені на забезпечення безпеки руху трактора, взаємопов'язані з керованими $k(t)$, $p(t)$ і некерованими $R(t)$, $C(t)$, $\delta(t)$ вхідними перемінними.

При нестабільності керованих u_{iy} і некерованих u_{in} векторів-функцій керування відзначена нестабільність динамічних параметрів поступального руху $v(t)$ трактора.

Функціональні показники трактора відносяться до групи показників призначення, що визначають тяговий клас трактора, енергетичні можливості і агрегатованість [2].

До ергономічних показників відносяться [1]:

- параметри середовища на робочому місці водія (максимальна температура повітря в теплий і холодний періоди року T_b , °C; рівень внутрішнього шуму, дБ(А); концентрація оксиду вуглецю, мг/м³; концентрація пилю, мг/м³);

- параметри вібрації (середні квадратичні значення прискорення на сидінні оператора, м/с²; середні квадратичні значення швидкості на органах керування, м/с);

- максимальні зусилля опору переміщення органів керування, Н (муфти зчеплення, коробки передач, механізм повороту, гальмівної системи);

- рівень зовнішнього шуму, дБ(А); димність відпрацьованих газів дизельних двигунів, %.

Функціональні та ергономічні показники трактора входять складовою частиною його кваліметричної оцінки на стадіях життєвого циклу.

4.2 Супровід «Технічного регламенту» при модернізації, випробуваннях і експлуатації тракторів за ергономічними показниками

Технічний регламент – документ, що встановлює обов'язкові для застосування і виконання вимоги до технічної продукції, зокрема до тракторів за ергономічними показниками.

Ергономічність трактора – це відповідність його властивостей властивостям і характеристикам людини, що проявляються в процесі праці на тракторі. Ергономічні вимоги до тракторів – сукупність показників, що визначаються властивостями і можливостями людини виконувати функції управління, обслуговування і використання трактора.

Технічний рівень тракторів визначається не тільки досконалістю їх технічних показників, але і рівнем забезпечення умов праці і безпеки оператора, що впливають на його здоров'я. Ці показники повинні розглядатися в контексті вирішення соціальної задачі, що дозволить підвищувати продуктивність праці, понизити рівень загальної і професійно-обумовленої захворюваності і підвищити престижність професії.

При супроводі Технічного регламенту трактора за ергономічними показниками необхідне кваліметричне оцінювання ступеню зручності і ефективності виконання операторських функцій.

Технічний регламент затвердження типу сільськогосподарських та лісогосподарських тракторів, їх причепів і змінних причіпних машин, систем, складових частин та окремих технічних вузлів, що затверджений Постановою Кабінету Міністрів України від 28 грудня 2011 № 1367 (далі – Технічний регламент), визначає вимоги до тракторів, їх причепів і змінних причіпних машин, систем, складових частин та окремих технічних вузлів, і направлений на захист життя і здоров'я людини. Проблема ергономічної оцінки якості тракторів є однією з ключових у комплексній системі підвищення якості промислової продукції і технологічних процесів. При цьому, як єдине ціле, розглядається система «людина – машина», за якою оцінюється ступінь відповідності ергономічних вимог до машин основним характеристикам людини. Забезпечення даної відповідності при модернізації і експлуатації тракторів дозволяє підвищити їх економічну ефективність. Наприклад, урахування ергономічних вимог при створенні тракторів серії МТЗ-100/102 (наявність комфортної кабіни, зниження рівнів шуму, розташування органів керування і засобів відображення інформації з урахуванням психофізичних особливостей оператора) дозволив підвищити порівняно з тракторами серії МТЗ-80/82 продуктивність праці в сільськогосподарському виробництві на 17 – 30 %.

Ергономічні показники тракторів регламентуються нормативними документами. До показників, що регламентуються, належать: рівень звуку на робочому місці оператора, концентрація пилу в кабіні, параметри вібрації у вертикальному і горизонтальному напрямках на сидінні оператора і органах керування, мікроклімат в кабіні (температура, вологість, швидкість руху повітря в зоні дихання оператора, перепад температур в кабіні), освітленість ділянок поля і дороги, внутрішні розміри кабіни, розташування органів керування, розміри і розташування сидіння, сили опору переміщенню органів керування, засоби відображення інформації, оглядовість з робочого місця оператора та ін.

При супроводі Технічного регламенту використаний комплексний принцип оцінки технічних систем, що полягає у визначенні рівня якості за одним інтегральним показником [3]. Під інтегральним ергономічним показником тракторів розуміється такий показник ергономічності тракторів, який з урахуванням впливу (ваговитості) кожного окремого показника дає можливість робити висновок про якість трактора в аспекті відповідності його нормативним документам, антропометричним, психофізіологічним і іншим даним оператора.

Комплексний (інтегральний) показник ергономічності трактора K_e визначають сукупністю приведених до одиничної домірності відносних безрозмірних кількісних значень $K_1, K_2, K_3, \dots, K_i$ одиничних ергономічних показників. З урахуванням вагомості a_i показників K_i комплексний показник ергономічності трактора оцінюється за залежністю

$$K_e = \sum_{i=1}^n a_i K_i . \quad (4.1)$$

Для набуття відносних значень K_i окрім a_i необхідно враховувати їх базові значення (b_i), що відповідають комфортним умовам роботи операторів; рівні «вето» (c_i), що визначають умови, коли система «людина – машина» стає небезпечною для керування, а також використовувати фактичні рівні ергономічних показників (d_i) трактора, що оцінюється.

Якщо трактор характеризується декількома ергономічними показниками, то відносне значення ергономічного показника визначається відношенням кількості показників, що не відповідають нормативним вимогам (d_{in}) до кількості показників, що враховуються (b_{in})

$$K_i = 1 - \frac{d_{in}}{b_{in}} \quad (4.2)$$

За показниками, що не мають метрологічної основи (робоча поза, умови виконання технічного забезпечення), оцінювання ергономічних показників виконується за шкалою (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

**Шкала оцінювання ергономічних показників,
що не мають метрологічної основи**

Категорія	1	2	3	4
K_i	1,0	0,78	0,40	0,0

При фактичних значеннях одиничних показників, що дорівнюють базовим, ($d_i=b_i$), значення одиничного показника береться за норму і $K_i=1$. Для виключення можливості нівелювання відносних значень ергономічних показників приймають, що за будь-якого значенні d_i значення K_i буде не більше a_i . В даному випадку за $\sum_{i=1}^n a_i = 1$ на тракторі з рівнем ергономічних

показників, що відповідають нормативним вимогам, маємо $K_e=1$. За $\sum_{i=1}^n a_i = 0$,

що відповідає значенням ергономічних показників рівня «вето», маємо $K_e=0$. При частковому виконанні ергономічних нормативів трактора маємо $0 < K_e < 1$. Якщо при оцінці ергономічності трактора один або декілька показників знаходяться на рівні «вето» або перевищують його, то оцінка K_e недоцільна.

Комплекс факторів, що діють на трактор, режим роботи вузлів і систем трактора, підвищення робочих швидкостей і зростання числа машин, що агрегатуються, підвищує напруженість праці оператора. У цих умовах особливе місце у розв'язанні проблеми забезпечення вимог щодо умови праці і техніки безпеки займає кабіна трактора з розміщенням посту керування оператора. При оцінюванні ергономічних параметрів посту керування виконується за нормативними документами аналіз коефіцієнтів вагомості a_i , базових значень b_i і рівня «вето» c_i ергономічних показників K_e . Для прикладу, з урахуванням експериментальних матеріалів виконано

аналізування K_e тракторів колісного ХТЗ-17221 і гусеничного ХТЗ-181, прийнятих за базові (табл. 4.2).

Аналіз даної таблиці показує, що за ергономічними показниками кабіна гусеничного трактора ХТЗ-181 перевершує дані показники кабіни колісного трактора ХТЗ-17221 в основному за рахунок зниженої температури на робочому місці оператора і кращої шумоізоляції. Одночасно необхідно відзначити, що найбільше значення має коефіцієнт ергономічності базових тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-181 за конструкцією органів керування, робочого простору для оператора, вмісті вуглекислого газу і запиленості в кабіні. Даний висновок визначив напрям модернізації тракторів серії ХТЗ-170 і ХТЗ-180 за ергономічними показниками.

Таблиця 4.2

**Основні коефіцієнти вагомості і ергономічності посту керування
базових тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-181
(напрацювання 1000 мотогодин)**

Показник	ХТЗ-17221			K_e	
	a_i	b_i	c_i	ХТЗ-17221	ХТЗ-181
Температура на робочому місці, $t^{\circ}\text{C}$	0,18	28	31	0,120	0,180
Шум, дБА	0,16	83	80	0,072	0,095
Вібрація, дБ	0,15	114	117	0,160	0,150
Робоча поза (за шкалою)	0,10	1	4	0,040	0,040
Зручність ТЕ (за шкалою)	0,11	1	4	0,090	0,085
Сила переміщення органів керування, Н	0,09	7	25	0,055	0,071
Конструкція сидіння	0,09	30	45	0,078	0,075
Зміст вуглекислого газу, мг/м^3	0,04	7,3	20	0,040	0,040
Запиленість, мг/м^3	0,04	10	50	0,040	0,040
Конструкція органів керування	0,04	16	25	0,035	0,032
Разом				0,730	0,808

У Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого з метою оцінювання ергономічної ефективності модернізованих тракторів колісного ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК і гусеничного ХТЗ-200 з безступінчастим гід्रोоб'ємним механізмом повороту були проведені їх порівняльні випробування з базовими тракторами ХТЗ-17221 з дизелем ЯМЗ-236Д-3 і ХТЗ-181 з різницево-швидкісним механізмом повороту.

Санітарно-гігієнічні умови в кабіні тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-17224 оцінені відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» за вмістом окислу вуглецю в повітрі робочої зони оператора, концентрації пилу в зоні дихання оператора і рівню шуму при виконанні тракторами орних робіт (плуг ПРУН-5-45) і глибокому розпушенні (борона БГР-4,2 «Солоха»). Відмічено, що за даними показниками трактори ХТЗ-17221 і ХТЗ-17224 відповідають вимогам нормативної документації, і мають коефіцієнт ергономічності за напрацювання 100 мотогодин відповідно $K_e=0,730$ і $K_e=0,865$. Підвищення

значення K_e трактора ХТЗ-17224 ($\approx 18,8\%$) порівняно з трактором ХТЗ-17221 пояснюється в основному встановленням на ньому дизеля ЯМЗ-236НК номінальної потужності 139,7 кВт (190 к.с.) з проміжним охолодженням наддувочного повітря, що має сертифікацію Євро-1 за екологічними показниками викидів відпрацьованих газів. Дане підвищення K_e досягнуто в основному за рахунок зниження окислу вуглецю в кабіні трактора ХТЗ-17224 до $4,2 \text{ мг/м}^3$ (у трактора ХТЗ-17221 – $7,3 \text{ мг/м}^3$) за нормативу $20,0 \text{ мг/м}^3$, а також зниженні вібрації на $\approx 9,3\%$ і шуму на 12% , що пояснюється, в основному, стійкою роботою на енергоємних роботах дизеля ЯМЗ-236НК на тракторі ХТЗ-17224 порівняно з дизелем ЯМЗ-236Д-3 на тракторі ХТЗ-17221.

З підвищенням напрацювання тракторів ХТЗ-17224 і ХТЗ-17221 до 1500 мотогодин вміст окислу вуглецю в повітрі робочої зони оператора підвищився у трактора ХТЗ-17224 до $8,6 \text{ мг/м}^3$, у трактора ХТЗ-17221 – до $11,6 \text{ мг/м}^3$; рівень шуму підвищився у трактора ХТЗ-17224 з $7,5 \text{ дБА}$ до $58,3 \text{ дБА}$, у трактора ХТЗ-17221 з $8,3 \text{ дБА}$ до $68,0 \text{ дБА}$ (норматив $80,0 \text{ дБА}$). Внаслідок цього, коефіцієнт ергономічності трактора ХТЗ-17221 знизився до $K_e=0,723$, трактора ХТЗ-17224 – до $K_e=0,859$.

Таким чином, за комплексним показником ергономічності трактора надається можливість оцінити динаміку зниження його ергономічних якостей з підвищенням напрацювання. При напрацюванні тракторів ХТЗ-17221 і ХТЗ-17224 до 1500 мотогодин відмічено інтенсивніше підвищення механічного шуму в кабіні, основним джерелом якого є двигун і агрегати трансмісії. Даний шум істотно залежить від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна, а також порушення регулювань агрегатів і систем двигуна і трансмісії.

Аналіз ергономічних показників посту керування базового гусеничного трактора ХТЗ-181 (див. табл. 3.2) показав, що найбільший вплив на зниження коефіцієнта ергономічності даного трактора надає конструкція органів керування, зокрема механізму перемикання передач. При коефіцієнті ергономічності даного трактора $K_e=0,808$ частка на конструкцію органів керування доводиться всього $K_e=0,032$, тобто $\approx 4,0\%$. Цим, перш за все, пояснюється підвищена стомлюваність оператора на перемиканні передач при підворотах трактора для забезпечення стійкого руху на гоні. На тракторах ХТЗ-181 встановлені різницево-швидкісні механізми повороту, що забезпечують їх поворот при різних передатних відношеннях за бортами. При агрегуванні трактора ХТЗ-181 з плугом ПРУН-5-45 (оранка стерні озимої пшениці, вологість ґрунту – $18 - 20\%$, твердість ґрунту – $120,0 - 130,0 \text{ Н/см}^2$) експериментально визначена кількість підворотів $n=60$ [3.4] на довжині гону 1000 м .

Застосування на гусеничних тракторах безступінчастих гідрооб'ємних механізмів повороту ефективно не тільки за експлуатаційно-технологічними показниками, але і за всіма показниками змін функціонального стану організму оператора. Це пояснюється, перш за все, можливістю плавного

повернення трактора на задану траєкторію руху на гоні, що не приводить до підвищеної стомлюваності оператора.

Порівняння санітарно-гігієнічних умов в кабіні гусеничних тракторів було виконане згідно ГОСТ 12.1.005-88 на моделях ХТЗ-181 і ХТЗ-200 з механізмами повороту відповідно різницево-швидкісним і гідрооб'ємним. На даних тракторах встановлені дизелі ЯМЗ-238 КМ2-3 (номінальна потужність 139,7 кВт (190 к.с.)), вони мають торсіонно-балансирну індивідуальну підвіску, що забезпечує плавний хід тракторів. При агрегуванні трактора ХТЗ-200 з плугом ПРУН-5-45 на оранці стерні озимої пшениці в однакових умовах з агрегатом ХТЗ-181+ПРУН-5-45 основні ергономічні показники посту керування трактора ХТЗ-200 ідентичні показникам трактора ХТЗ-181 (див. табл. 4.2), окрім показника конструкції органів керування. Даний показник при напрацюванні трактора ХТЗ-200 на орних роботах 100 мотогодин дорівнює $K_e=0,067$ (у трактора ХТЗ-181 – $K_e=0,032$), унаслідок чого коефіцієнт ергономічності трактора ХТЗ-200 підвищився до $K_e=0,875$.

З підвищенням напрацювання тракторів ХТЗ-181 і ХТЗ-200 до 1500 мотогодин відмічено зниження на $\approx 5 - 7 \%$ показників ергономічності за вмістом окислу вуглецю в повітрі робочої зони оператора, рівню шуму і вібрацій порівняно з напрацюванням 100 мотогодин (див. табл. 3.2). При даному напрацюванні коефіцієнт ергономічності трактора ХТЗ-181 знизився до $K_e=0,768$, трактора ХТЗ-200 – до $K_e=0,843$.

При випробуваннях тракторів ХТЗ-181 і ХТЗ-200 на орних роботах були відмічені окремі несправності, що підвищують фізіологічну напруженість оператора. Зокрема, у трактора ХТЗ-181 запізнювання включення передач за бортами призводить до підвищеного «рискання» на гоні; у трактора ХТЗ-200 [3.4] – підвищений шум, перегрів гідрооб'ємного механізму повороту знижує його тягово-енергетичні якості. Причиною даних несправностей є, в основному, порушення регулювань гідроагрегатів і важелів керування, знижений рівень робочої рідини в гідробаку, тощо. Це свідчить про необхідність своєчасного технічного обслуговування механізмів керування тракторами.

З метою оцінювання ергономічних показників механізмів керування тракторів були проведені порівняльні випробування тракторів ХТЗ-181 і ХТЗ-200 на оранці при агрегуванні з плугом ПРУН-5-45 (агрофон – стерня озимої пшениці, вологість ґрунту – 18 – 20 %, твердість ґрунту 120,0 – 130,0 Н/см²). Оцінювання ефективності застосування на гусеничному тракторі ХТЗ-200 гідрооб'ємного механізму повороту, порівняно з серійним механізмом повороту на тракторі ХТЗ-181, було виконано на типових полях довжиною гону $L=1000$ м і шириною загону $C=80$ м при проведенні трьох контрольних змін по 8,2 годин роботи в кожну зміну.

Результати експериментальних досліджень:

– шлях, що проходить з підворотами на довжині гону 1000 м агрегат ХТЗ-200+ПРУН-5-45, дорівнює $L=1144$ м при середній швидкості руху

$v=7,69$ км/год, агрегат ХТЗ-181+ПРУН-5-45 – відповідно $L=1260$ м, $v=7,23$ км/год.;

– коефіцієнт використання часу руху з урахуванням затрат часу на повороти і заїзди (час холостого ходу) для агрегатів: ХТЗ-200+ПРУН-5-45 $\tau_{\text{дв}}=0,935$ і ХТЗ-181+ПРУН-5-45 – $\tau_{\text{дв}}=0,925$;

– продуктивність (W_T) і витрата пального (G_T) агрегатів: ХТЗ-200+ПРУН-5-45 – $W_T=1,572$ га/год., $G_T=18,05$ кг/га і ХТЗ-181+ПРУН-5-45 – $W_T=1,488$ га/год., $G_T=19,53$ кг/га.

Таким чином, підвищення ергономічних показників трактора ХТЗ-200 у порівнянні з трактором ХТЗ-181 на $\approx 7,5$ % за рахунок модернізації механізму повороту при їх однакових тягово-енергетичних параметрах дозволило отримати на орних роботах підвищення продуктивності на $\approx 5,7$ %, зниження витрати палива на $\approx 7,6$ %. Це пояснюється підвищеними середніми швидкостями руху на гоні і на повороті в кінці гону трактора ХТЗ-200 при агрегуванні з плугом за рахунок безступінчастого механізму повороту.

Супровід Технічного регламенту при експлуатації тракторів базується на безрозбірному діагностуванні ергономічних показників з необхідною точністю. При цьому оцінюються наступні параметри: шум на робочому місці оператора, концентрація пилу в кабіні, параметри вібрації на сидінні оператора і органах керування, мікроклімат в кабіні трактора та ін. Дана робота виконується у декілька етапів:

– оцінювання ергономічних показників за зовнішніми показниками (колір відпрацьованих газів дизеля, рівень зовнішнього шуму, вібрація на сидінні оператора і органах керування, тощо);

– інструментальний контроль ергономічних показників з допустимою точністю;

– підготовка висновку щодо відповідності ергономічних показників нормативним матеріалам;

– видача рекомендацій щодо необхідності виконання технічного діагностування окремих агрегатів і систем трактора, ергономічні показники яких знаходяться на рівні «вето».

Виконання даної роботи направлене на розв'язання проблеми екологічної безпеки тракторів, до якої відносять властивості трактора не перевищувати нормативні рівні всіх видів шкідливих дій (при роботі, обслуговуванні, ремонті і зберіганні) на обслуговуючий персонал, населення, рослинний і тваринний світ, що забезпечується конструктивними і технологічними факторами, а також операціями технічного обслуговування і ремонту в період від виготовлення до списання трактора.

Таким чином, кваліметричний супровід Технічного регламенту ефективний за комплексним коефіцієнтом ергономічності, з використанням якого обґрунтовується напрям їх модернізації і оцінювання відповідності ергономічних показників агрегатів і систем їх нормативному рівню в експлуатації тракторів.

Слід вважати виправданим застосування на тракторах серії ХТЗ-170 (трактор ХТЗ-17224) дизелів ЯМЗ-236НК і серії ХТЗ-180 (трактор ХТЗ-200) гідрооб'ємного механізму повороту, для яких коефіцієнт ергономічності відповідно дорівнює $K_e=0,865$ і $K_e=0,875$. З підвищенням напрацювання тракторів від 100 до 1500 мотогодин даний коефіцієнт знижується на 5 – 7 %.

4.3 Забруднення атмосфери викидами тракторів під час виконання основних технологічних процесів

Стан атмосферного повітря є визначальним фактором для життя людини, існування тваринного і рослинного світу. Основним джерелом забруднення атмосферного повітря в сільській місцевості є трактори, самохідні сільгоспмашини і автомобільний транспорт. Через відсутність нормативно-технічної документації, що регламентує викиди в атмосферу забруднюючих речовин тракторами і самохідними сільгоспмашинами, параметри забруднення атмосфери відпрацьованими газами дизелів мобільних енергозасобів сільськогосподарського призначення не контролюються при їх експлуатації. Чинний ГОСТ 17.2.2.05-97 «Охорона природи. Атмосфера. Норми і методи визначення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизелів, тракторів і самохідних сільськогосподарських машин

» не регламентує оцінювання викиду в атмосферу токсичних речовин з відпрацьованими газами дизелів тракторів при виконанні різних технологічних процесів. Таким чином, проблема оцінювання забруднення атмосфери викидами дизелів тракторів при їх експлуатації є актуальною для забезпечення їх екологічної безпеки.

Тракторні дизелі викидають в атмосферу як нормовані (оксид вуглецю, вуглеводи, оксиди азоту, сажа, діоксид сірки, сполуки свинцю), так і не нормовані шкідливі речовини альдегідної і ароматичної вуглеводневої групи [3.12]. У вітчизняній і закордонній літературі немає нормативів на гранично допустиме забруднення ґрунту оксидами азоту і сірки, вуглеводнями, що містяться у відпрацьованих газах дизелів. Разом з тим, відомо, що ґрунт є основним сховищем забруднюючих речовин антропогенного походження [3.13]. Вона має значну сортуєчу здатність по відношенню до оксидів азоту і сірки. Оксиди азоту, найбільша кількість яких міститься в відпрацьованих газах дизеля [3.14], взаємодіючи з парами води і утворюючи азотну кислоту, викликають хронічні захворювання людини і пошкодження рослин [3.15].

В роботі [3.14] звернуто увагу на актуальність напрямку досліджень щодо зменшення концентрації у відпрацьованих газах дизелів тракторів оксидів азоту і твердих частинок (сажі) при збереженні існуючого рівня паливної економічності.

Експериментальні дослідження були проведені в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. л. Погорілого на тракторі ХТЗ-17224 з двигуном ЯМЗ-236НК з параметрами, відповідними показникам ЄВРО-стандартів по екології викиду вихлопних газів (табл. 4.3).

Концентрація в повітрі над ґрунтом забруднюючих речовин була оцінена за змістом оксидів азоту і вуглецю, вуглеводнів і твердих частинок (сажі) при виконанні трактором ХТЗ-17224 основних технологічних операцій (табл. 4.4).

Таблиця 4.3

Коротка технічна характеристика трактора ХТЗ-17224

Показник	Значення показника
Параметри дизеля ЯМЗ-236НК (має сертифікацію EURO-1):	
– номінальна потужність, кВт (к.с.)	136 (185)
– експлуатаційна потужність, кВт кл.с.)	125 (170)
– номінальна частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	1900 ⁺⁵⁰ ₋₂₀
– питома витрата палива при експлуатаційній потужності, г/кВт·год. (к.с.год.)	
Параметри трактора:	236(172)
– максимальна тягова потужність на стерні озимої пшениці, кВт (к.с.)	
– швидкість трактора вперед при номінальній частоті обертання колінчастого валу, км/год.	95,0(129,2)
– тяговий ККД на стерні озимої пшениці	3,9 – 31,0 0,72

Таблиця 4.4

Викиди у повітря токсичних речовин при виконанні трактором ХТЗ-17224 основних технологічних операцій

Технологічна операція	Обсяг виконаних робіт, га	Викид токсичних речовин на 1 га обробленого поля, кг/га			
		оксид вуглецю	оксид азоту	вуглеводні	сажа
Оранка (ПРУН-5-45)	272,2	0,295	0,516	0,117	0,088
Безвідвальна оранка (КПГ-5)	594,0	0,190	0,334	0,076	0,057
Глибоке розпушування (БГР-4,2)	3749,2	0,114	0,200	0,046	0,034
Культивація (КПЕ-6)	1128,0	0,095	0,166	0,038	0,028
Посів зернових (Great Place)	245,0	0,103	0,181	0,041	0,030

Аналіз результатів викидів забруднюючих речовин дизелем ЯМЗ-26НК при виконанні трактором ХТЗ-17224 основних технологічних операцій показує, що на 1 га обробленого поля найбільшу кількість токсичних викидів припадає на оксид азоту, найменше на сажу. При цьому зазначено, що з підвищенням енергоємності технологічного процесу кількість викидів на 1 га обробленого поля збільшується. Наприклад, на оранці в порівнянні з культивацією викидається в повітря токсичних речовин в 3,0 – 3,1 рази більше.

У зв'язку з відсутністю нормативних матеріалів на концентрацію токсичних речовин у відпрацьованих газах дизелів при виконанні тракторами

різних технологічних операцій, зокрема оксидів азоту, що роблять найбільший негативний вплив на рослини [3.16], були оцінені питомі викиди даного токсичного компонента, що припадають на 1 га обробленого поля трактором ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК і ХТЗ-17221 з дизелем ЯМЗ-236Д-3 (табл. 4.5).

Таблиця 4.5

Викиди у повітря оксиду азоту дизелями тракторів ХТЗ-17224 та ХТЗ-17221 за 10 годин неперервної роботи

Показник	Значення показника за видами робіт		
	оранка (ПРУН-5-45)	глибоке розпушування (борона БГР-4,2)	культивуація (КПЕ-6)
Об'єм виконаних робіт, га	$\frac{16,0}{15,4}$	$\frac{36,5}{35,4}$	$\frac{56,8}{56,0}$
Витрачено палива, кг	$\frac{140,0}{146,3}$	$\frac{57,6}{59,4}$	$\frac{47,6}{48,4}$
Питомі викиди оксиду азоту, г/га·год.	$\frac{30,6}{33,2}$	$\frac{5,5}{5,9}$	$\frac{2,9}{3,0}$
<i>Примітка.</i> В чисельнику наведені показники трактора ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК, в знаменнику – ХТЗ-17221 з дизелем ЯМЗ-236Д-3			

Аналіз викидів оксидів азоту при виконанні тракторами ХТЗ-17224 та ХТЗ-17221 різних технологічних операцій показує, що великі питомі викиди має дизель ЯМЗ-236Д-3 при виконанні трактором ХТЗ-17221 орних робіт. На даній сільськогосподарській операції викид оксиду азоту дизелем ЯМЗ-236НК менше на 8 %. Знижений викид даного токсичного компонента дизелем ЯМЗ-236НК в порівнянні з ЯМЗ-236Д-3, зазначений також при глибокому розпушуванні ґрунту і культивуації, пояснюється кращою його паливною економічністю.

На енергоємних роботах трактора ХТЗ-17224 відзначений найбільший викид в повітря токсичних речовин з відпрацьованими газами дизеля ЯМЗ-236НК (див. табл. 4.4), в зв'язку з чим пошук найкращого режиму роботи трактора є актуальним завданням.

На рис. 4.2, 4.3 представлені зовнішня регуляторна характеристика дизеля ЯМЗ-236НК, поєднана з універсальною паливною характеристикою, на яких відзначені в інтервалах $\Delta N_e=5$ кВт і $\Delta n=100$ хв⁻¹ частки роботи трактора ХТЗ-17224 на оранці стерні озимої пшениці. Така інтерпретація дослідних даних дозволяє визначити не тільки розподіл часу роботи трактора в кожному із зазначених інтервалів ΔN_e і Δn , але і оцінити такі важливі експлуатаційні показники, як середньо-експлуатаційні витрати палива і потужність, коефіцієнт завантаження двигуна, встановити характерні для даного типу трактора діапазони зміни режимів роботи.

Аналіз розподілу режимів роботи трактора на третій передачі 1-го діапазону (рис. 4.2) дозволяє вважати, що переважні за часом режими лежать в межах 0,04 – 1,0 від $N_{e\text{ном}}$ і 0,9 – 1,05 від $n_{\text{ном}}$ ($N_{e\text{ном}}$ і $n_{\text{ном}}$ – номінальна ефективна потужність дизеля і частота обертання колінчастого вала).

Час роботи трактора в зазначених зонах становить 59,7 %; в зонах, обмежених $(0,85 - 0,95)N_{\text{еном}}$ і $(0,7 - 0,83)n_{\text{ном}}$, трактор працює 29,6 %. На розвороти і технологічне обслуговування агрегату витрачається 10,7 % часу роботи.

Основні експлуатаційні режими роботи за часом на першій передачі 2-го діапазону (рис. 4.10) лежать в межах $(0,95 - 1,0)N_e$ і $(0,8 - 1,0)n_{\text{ном}}$. Зазначені режими займають 77 % часу, 6 % часу трактор працює на регульовальній гілці в зоні максимального крутного моменту. На регуляторній гілці характеристики трактор працює 11,6 % часу.

При роботі трактора на другій передачі 2-го діапазону (швидкість руху 9,5 км/год.) характерним є зміщення основних за часом режимів роботи (65,3 %) в область більш низьких частот обертання колінчастого вала дизеля $(0,7 - 0,9)n_{\text{ном}}$. На даному режимі трактор працює 15,4 % на регуляторній гілці характеристики дизеля.

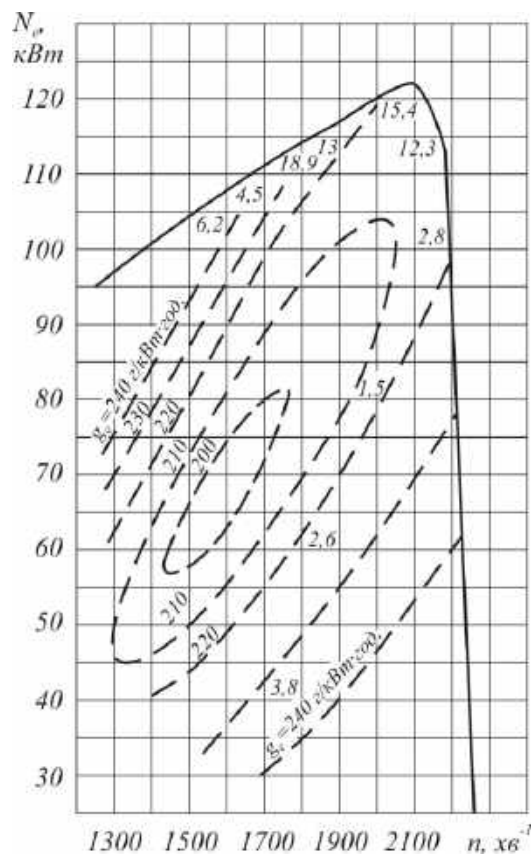


Рис. 4.2. - Розподіл режимів роботи трактора ХТЗ-17224 на третій передачі 1-го діапазону (швидкість руху – 5,85 км/год., плуг ПРУН-5-45)

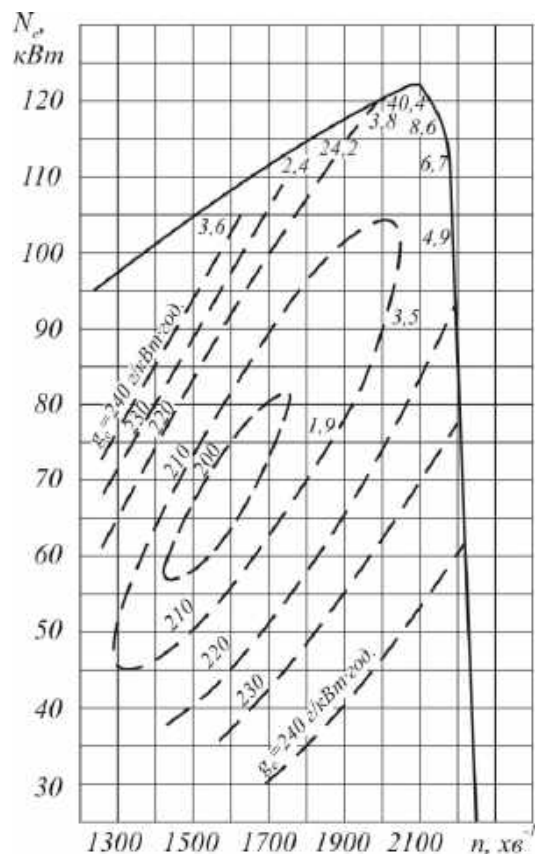


Рис. 4.3 - Розподіл режимів роботи трактора ХТЗ-17224 на третій передачі 2-го діапазону (швидкість руху – 7,81 км/год., плуг ПРУН-5-45)

Середньо експлуатаційна потужність і коефіцієнт завантаження дизеля рівні: на третій передачі 1-го діапазону – $N_{ee}=110,2$ кВт і $K_{ze}=0,88$; на першій передачі 2-го діапазону – $N_{ee}=119,5$ кВт і $K_{ze}=0,956$; на другій передачі 2-го діапазону – $N_{ee}=114,3$ кВт і $K_{ze}=0,915$.

Аналіз розподілу режимів роботи трактора ХТЗ-17224 на енергоємних роботах показав, що найкращим режимом роботи трактора є робота на першій передачі 2-го діапазону (робоча швидкість руху – 7,8 км/год.). На даному режимі роботи трактора завантаження двигуна дорівнює $K_z=0,956$ і мінімальна середньо-експлуатаційна питома ефективна витрата палива $g_{ee}=242,0$ г/кВт·год. При роботі трактора ХТЗ-17224 на даному режимі в порівнянні з іншими режимами роботи знижується витрата палива і зменшуються викиди з відпрацьованими газами токсичних речовин (табл. 4.6).

Таким чином, при роботі трактора ХТЗ-17224 на оранці (плуг ПРУН-5-45) на першій передачі 2-го діапазону при швидкості руху 7,8 км/год. відзначений в порівнянні з іншими швидкісними режимами мінімальна витрата палива і викид токсичних речовин з відпрацьованими газами. Наприклад, в порівнянні з режимом роботи на третій передачі 1-го діапазону ($v_p=5,8$ км/год.) витрата палива на 1 га зменшується з 15,3 кг/га до 14,8 кг / га і відповідно зменшено кількість викидів основних токсичних речовин з відпрацьованими газами дизеля ЯМЗ-236НК.

Таблиця 4.6

Витрата палива і викиди в повітря дизелем ЯМЗ-236НК токсичних речовин при оранці 1 га трактором ХТЗ-17224 (плуг ПРУН-5-45) на різних швидкісних режимах роботи (глибина обробки – 25 – 27 см)

Режим роботи; швидкість руху, км/год.	Витрата палива, кг/га	Викид токсичних речовин, г/га			
		оксид вуглецю CO	оксид азоту NO _x	вуглеводні C _n H _m	Сажа С
1-й діапазон, 3-я передача, $v_p=5,8$ км/год.	15,3	306,0	535,5	122,4	91,8
2-й діапазон, 1-а передача, $v_p=7,8$ км/год.	14,8	296,0	518,0	118,4	88,8
2-й діапазон, 2-а передача, $v_p=9,5$ км/год.	15,5	310,0	542,5	124,0	93,0

Виконані дослідження з оцінювання забруднення атмосфери викидами тракторів дозволили зробити наступні висновки:

– показник токсичності відпрацьованих газів тракторних дизелів є одним з основних показників якості трактора, кваліметрична оцінка якого необхідна при його випробуваннях і в експлуатації;

– при виконанні трактором ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК, мають сертифікацію Євро-1, найбільша кількість токсичних викидів з відпрацьованими газами дизеля доводиться на оксид азоту (0,516 кг/га) і найменша – на сажу (0,088 кг/га). Загальна кількість викидів токсичних речовин зростає на 1 га обробленого поля з підвищенням енергоємності

технологічного процесу.

Викиди оксиду азоту, які мають найбільшу концентрацію вихлопних газів дизелів і надають найбільший негативний вплив на рослини, на 1 га оранки трактором ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК менше на 8,0 – 8,5% в порівнянні з трактором ХТЗ-17221 з дизелем ЯМЗ-236Д-3.

– найбільш переважним режимом роботи трактора ХТЗ-17224 з дизелем ЯМЗ-236НК на енергоємних роботах є робота при швидкості руху 7,8 км/год. На даному режимі роботи в порівнянні зі швидкістю руху 9,5 км/год. загальна кількість викидів токсичних речовин скорочується на 5,0 %.

– у зв'язку з відсутністю нормативних документів на викиди токсичних речовин від двигунів тракторів на 1 га обробленого поля [3.16] необхідне рішення на державному рівні завдання екологічної безпеки тракторів і самохідних сільськогосподарських машин.

Контрольні питання

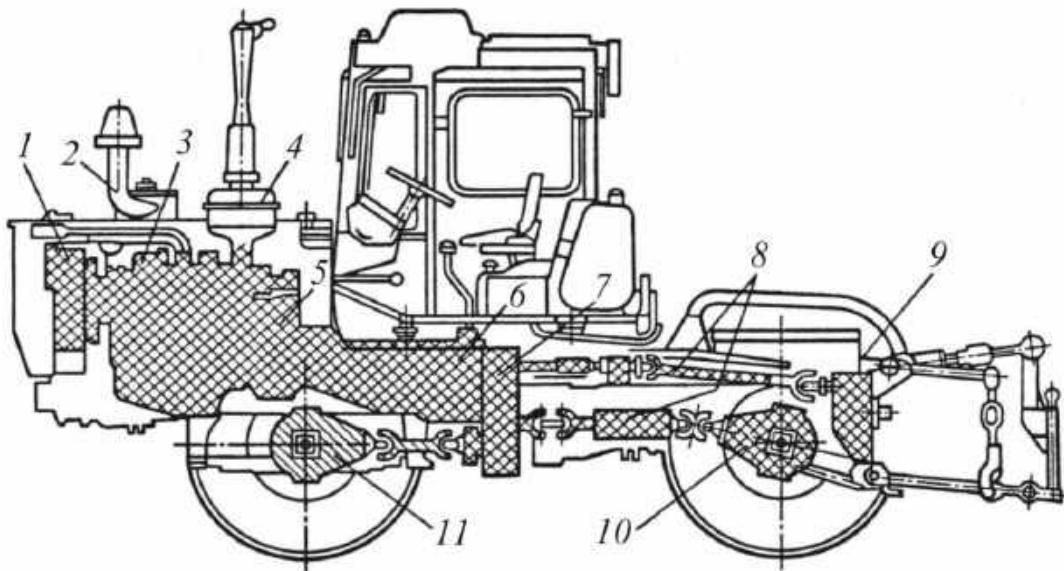
1. Які фактори впливають на формування функціональних показників трактора, і як ці показники визначаються в процесі його конструкції?
2. Як враховуються принципи ергономіки при формуванні показників трактора? Які аспекти розташування та доступності управління можуть покращити робочі умови для операторів тракторів?
3. Які основні аспекти потрібно враховувати при супроводі "Технічного регламенту" під час процесу модернізації тракторів з урахуванням ергономічних показників?
4. Які методи та інструменти використовуються для випробувань тракторів з точки зору їх відповідності ергономічним стандартам і вимогам "Технічного регламенту"?
5. Які вимоги "Технічного регламенту" щодо експлуатації тракторів з ергономічної точки зору можуть бути ключовими для забезпечення комфорту та безпеки операторів?
6. Які можливі наслідки може мати забруднення атмосфери викидами тракторів для здоров'я людей та навколишнього середовища, і як їх можна уникнути або зменшити?

Лекція 5 КВАЛІМЕТРІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАКТОРА

Елемент трактора – об'єкт, що є частиною трактора, підлягає розрахунку, аналізуванню, випробуванню і дослідженню на етапах життєвого циклу. До елементів трактора відносяться: моторно-трансмісійна установка (двигун внутрішнього згорання, трансмісія), рульове керування, гальмівна система, система відбору потужності.

5.1 Компонування трактора

Компоновка трактора – відносне розміщення основних елементів, що дозволяє виконувати функції з щонайвищою ефективністю – характеризується базою, колією, кліренсом, розмірами урухомників, навантаженням на вісь, розташуванням кабіни і органів керування, координатами центру мас з урахуванням машин і робочого устаткування (рис. 5.1) [2].



- 1 – радіатор; 2 – очисник повітря; 3 – двигун; 4 – випускна труба;
5 – зчеплення; 6 – коробка передач; 7 – роздавальна коробка;
8 – карданні вали; 9 – редуктор валу відбору потужності;
10, 11 – редуктори ведучих мостів

Рис. 5.1 - Компоновка трактора загального призначення

Під час компонування трактора необхідно забезпечити:

- мінімальну складність і високу уніфікацію конструкції;
- задану якість на всіх етапах життєвого циклу;
- конструкційну ув'язку габаритів за шириною урухомників і за зовнішніми їх кромками з машинами, що агрегатуються, з урахуванням призначення трактора;
- високі тягові показники за достатньої керованості і стійкості шляхом раціонального розподілу навантаження на опори ходової частини, у тому

числі з урахуванням його перерозподілу від дії тягового опору і ваги машин, що агрегатується;

- високу ефективність гальмування під час виконання різних технологічних операцій і на транспортних роботах;

- зручність керування і посадки тракториста, достатню оглядовість шляху, робочих машин і устаткування;

- маневреність на смузі розвороту і високу курсову стійкість;

- високу технологічність під час виготовлення, експлуатації і ремонту.

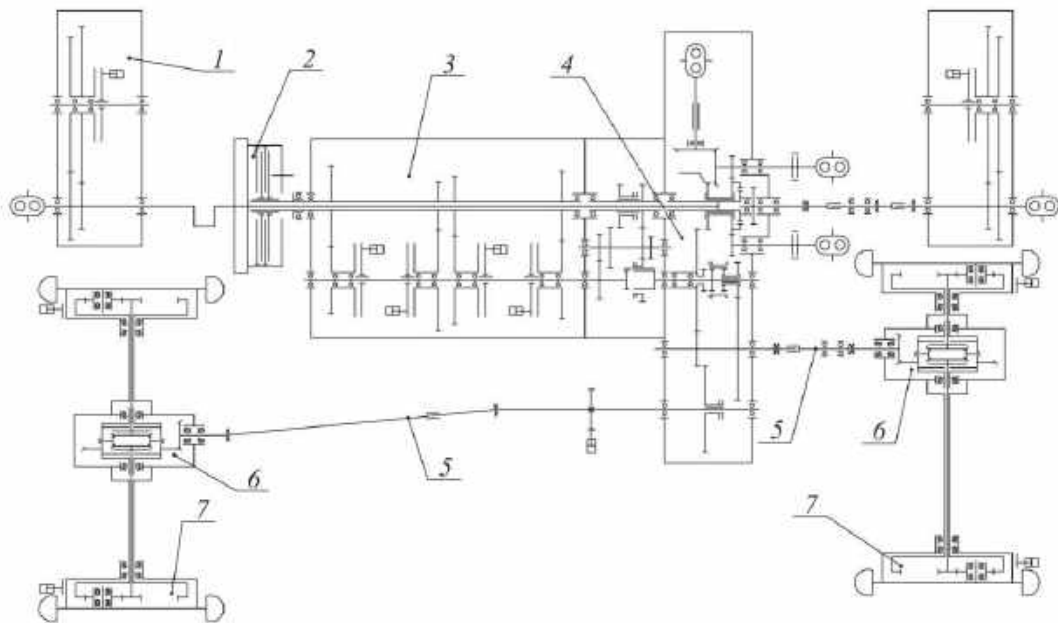
Вимірювання параметрів якості елементів трактора є основою його кваліметрії.

5.2 Кваліметрія моторно-трансмісійної установки

Кваліметрія моторно-трансмісійної установки передбачає оцінювання якісних показників енергозбереження і динамічної стабільності двигуна і трансмісії трактора.

5.2.1 Енергетичне оцінювання моторно-трансмісійної установки

Моторно-трансмісійна установка (МТУ) призначена для передавання енергії двигуна рушіям трактора, регулювання його тягово-швидкісного режиму роботи, а також для забезпечення приводу робочих органів машин, що агрегатуються (рис. 5.2).



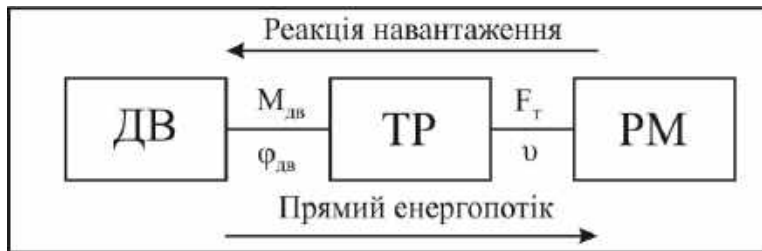
1 – двигун; 2 – муфта зчеплення; 3 – коробка передач;

4 – роздавальна коробка; 5 – карданні передачі;

6 – головні передачі з диференціалом; 7 – колісні редуктори

Рис. 5.2 - Кінематична схема колісного трактору з шарнірно-зчленованою рамою типу ХТЗ-170

З енергетичної точки зору машино-тракторний агрегат (МТА), основою якого є трактор, являє собою автономну систему, що складається із джерела енергії – двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ), споживача енергії – робочої машини (РМ), перетворювача енергії – трансмісії (ТР) (рис. 5.3).



$M_{дв}$ – крутний момент на валу ДВЗ;
 $\omega_{дв}$ – частота обертання валу ДВЗ;
 F_t – сила тяги га гаку трактора;
 v – швидкість руху МТА

Рис. 5.3 - МТА як енергетична система

За даною схемою суть енергетичного процесу МТА полягає у безперервній енергетичній взаємодії ДВЗ і РМ. При цьому, від ДВЗ до РМ через ТР йде прямий енергетичний потік. У зворотному напрямі через ТР передається реакція навантаження на ДВЗ.

Враховуючи дві протилежно направлені взаємодії, що показані на рис. 5.3 стрілками, можна виділити основні властивості ТР, пов'язані з енергетичним процесом, – передаючі і захисні. Передаючі властивості характеризують проходження через ТР прямого енергетичного потоку від ДВЗ до споживача, захисні властивості сприяють створенню якнайкращого енергетичного режиму роботи ДВЗ.

Відомо, що продуктивність МТА W_a за певний період часу залежить від кількості енергії $A_{рм}$, підведеної до РМ:

$$W_a = \psi A_{рм}, \quad (5.1)$$

де ψ – коефіцієнт енергоємності виконуваного МТА технологічного процесу.

У той же час $A_{рм}$ залежить від кількості енергії A_n , виробленої ДВЗ, і втрат енергії ΔA при передачі через ТР до РМ

$$A_{рм} = A_n - \Delta A. \quad (5.2)$$

Дана залежність характеризує вплив передаючих і захисних властивостей ТР на кількість енергії, що підводиться до РМ. При цьому передаючі властивості ТР впливають на кількість енергії, що підводиться від ДВЗ до РМ. Кількісно їх можна оцінити втратами енергії ΔA за даний проміжок часу безперервної роботи трактора на прямолінійній ділянці.

Захисні властивості ТР виконуються при узгодженні режиму роботи ДВЗ з РМ шляхом формування рівня і характеру зміни навантаження на валу ДВЗ. При цьому, за допомогою ТР здійснюється вибір режиму роботи ДВЗ залежно від моменту навантаження на РМ і згладжується або, навпаки, посилюється змінна складова моменту навантаження на валу ДВЗ.

До числа основних властивостей слід віднести і генеруючі властивості ТР. Ці властивості полягають з одного боку в здатності ТР або її ланок

порушувати змінну складову моменту, а, з іншого – створювати резонансні явища.

Передаючі властивості необхідно розділяти на перетворюючі і демпфуючі. Такий розподіл зв'язаний з тим, що в прямому енергетичному потоці є як постійна, так і змінна складові крутного моменту, а отже і потужності. Властивості ТР впливати на постійну складову енергетичного потоку є перетворюючими, а на змінну складову – демпфуючими.

Одночасно необхідно відзначити, що перетворюючі властивості ТР залежать від ефективності роботи системи управління, втрат на дисипацію, енергоємності забезпечення власних потреб. Ефективність роботи системи управління (регульовальні властивості) характеризується діапазоном регулювання за моментом і швидкістю обертання, його безперервністю. З енергетичної точки зору ці властивості визначають можливість реалізації робочою машиною енергії, яку виробив двигун. Інакше кажучи, ці властивості показують можливість приведення у відповідність енергетичного потенціалу ДВЗ і енергоємності РМ. Крім того, властивості системи керування вельми важливі для забезпечення вимог технологічного процесу.

Під енергоємністю ΔA_0 власних потреб розуміється частина енергії ДВЗ, яка споживається допоміжними елементами, що забезпечують нормальну роботу ТР трактора (маслонасос, вентилятор, генератор зарядки акумулятор, тощо). Вона може бути визначена розрахунком споживаної ними енергії, причому навантаження цих елементів вважають постійним.

Втрати на дисипацію (дисипативні властивості) показують кількість енергії, що затрачається на тертя або буксування елементів ТР за час спостереження T_0 . Ці властивості пов'язані з ККД силової передачі. Оскільки ККД для різних режимів роботи ТР має неоднакові значення, то найбільш правильно дисипативні властивості ТР визначати за кількістю енергії, що була виділена в елементах ТР за час T :

$$\Delta \dot{A}_t = \int_0^T N_t (1 - \eta_t) dt \quad (5.3)$$

де $N_t = N_{\text{дв}}^t \omega_{\text{дв}}^t$ – миттєве значення потужності на валу ДВЗ;

$N_{\text{дв}}^t, \omega_{\text{дв}}^t$ – миттєві значення моменту і частоти обертання ДВЗ;

η_t – миттєве значення ККД силової передачі.

Усі величини, що входять у вираз (5.3), одержують експериментально. Дисипативні властивості можна оцінити за середньою вихідною потужністю передачі $N_{\text{вих ср}}$, що визначається як математичне очікування функції, для якої відомий закон розподілу аргументу в діапазоні від $\omega_{\text{вих min}}$ до $\omega_{\text{вих max}}$.

$$N_{\text{вих ср}} = \int_{\omega_{\text{вих min}}}^{\omega_{\text{вих max}}} \varphi(\omega_{\text{вих}}) N_{\text{вих}}(\omega_{\text{вих}}) d\omega_{\text{вих}}, \quad (5.4)$$

де $\varphi(\omega_{\text{вих}})$ – густина розподілу частоти обертання вихідного валу ТР;

$N_{\text{вих}}(\omega_{\text{вих}})$ – функціональна залежність потужності на виході валу ТР від його частоти обертання.

Проте може бути більш простий вихід. У загальному випадку раціональний тип ТР вибирається на основі сукупності її властивостей за рівних умов, у тому числі умов навантаження трактора, а, отже, і ТР. При цьому немає необхідності виходити з однакової реалізації режиму навантаження у вигляді випадкової функції. Більш зручно ґрунтуватися на однозначності для порівнюваних варіантів ТР статистично впорядкованої діаграми навантаження.

Статистично впорядкована діаграма навантаження будується як східчаста функція, у якій усі значення, що отримано за час експерименту, розташовується за ступенем убуття (рис. 5.4). На осі ординат відкладається відносний момент $M/M_{\max}$ (за базове значення приймається значення крутного моменту $M_{\max}$ за максимального тягового зусилля трактора). На осі абсцис – час спостереження $T_{\text{пр}}$, що характеризується $T_{\text{пр}}$, є відносним часом у відсотках, за якого було зафіксовано те або інше значення моменту $M_{\max}$ на валу силової передачі за весь час спостереження T_0 .

Для визначення миттєвого значення ККД η_t необхідні залежності $\eta=f(\omega_{\text{вих}})$ або $\eta=f(i)$ для альтернативних варіантів ТР. Слід зазначити, що за постійного значення $\omega_{\text{вих}}$ криві $\eta=f(\omega_{\text{вих}})$ і $\eta=f(i)$ однакові (рис. 5.5).

Зв'язок між статистично впорядкованою діаграмою навантаження і кривою $\eta=f(i)$ здійснюється за допомогою кривої $M_{\text{вих}}=f(\omega_{\text{вих}})$ або в нашому випадку $M/M_{\max}=f(i)$ (крива 3 на рис. 5.5).

Втрати енергії за конкретний час перебування визначаються у наступному порядку.

Крім кривих, представлених на рис. 5.4 і рис. 5.5, як початкові дані, необхідно мати значення моменту $M_{\max}$ і час спостереження T_0 .

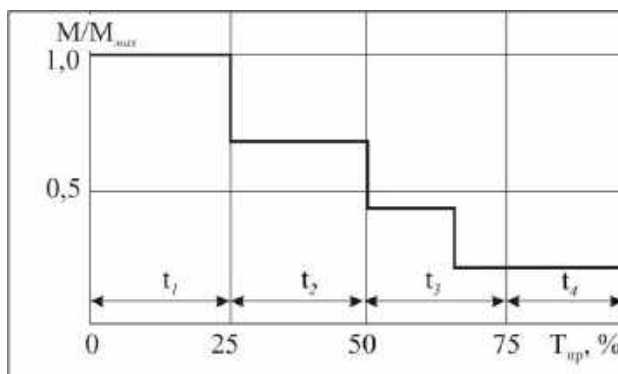


Рис. 5.4 - Статистично впорядкована навантажувальна діаграма моменту навантаження на валу силової передачі

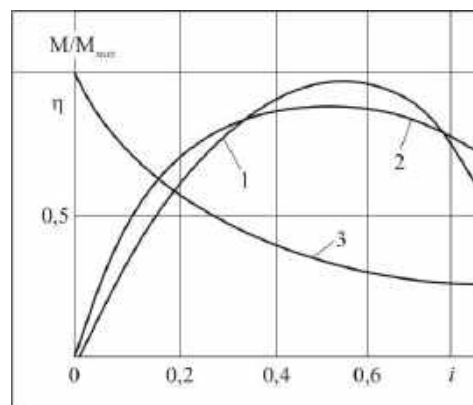


Рис. 5.5 - Залежність ККД η передачі, що порівнюються (1, 2) і відносного моменту $M/M_{\max}$ (3) від передаточного відношення i силової передачі

Узявши значення $M/M_{\max}$ за відрізок часу t_1 (рис. 5.4) на кривій 3 (рис. 5.5), знаходимо значення частоти обертання вихідного валу $\omega_{\text{вих}}=\omega_{\text{вих}}i$. Для цього ж значення i на кривій 1 або 2 знаходимо значення ККД, що відповідає даному режиму роботи ТР. Втрати енергії в ТР за час перебування t_1

$$\Delta A_{t1} = M_{\text{вих}}^{(i)} \omega_{\text{вих}}^{(i)} \eta_{t1}^{-1} (1 - \eta_{t1}^{-1}) t_1, \quad (5.5)$$

де $M_{\text{вих}}^{(i)}$, $\omega_{\text{вих}}^{(i)}$ – момент і частота обертання на вихідному валу ТР в режимі роботи, що відповідає часу перебування t_1 ; η_{t1} – значення ККД в цьому ж режимі.

Так само будуть визначені ΔA_{t2} , ΔA_{t3} , ΔA_{t4} . Тоді за відрізок часу T втрати енергії

$$\Delta A_t = \Delta A_{t1} + \Delta A_{t2} + \Delta A_{t3} + \Delta A_{t4}. \quad (5.6)$$

Таким чином із застосуванням статистично впорядкованої діаграми навантаження, кількісне визначення дисипативних властивостей зводиться до послідовного знаходження втрат енергії за відповідний час перебування, а потім до їх підсумовування.

Отже, інтеграл у виразі (5.3) замінюється сумою відповідно до виразу (5.6).

Переваги запропонованої методики визначення дисипативних властивостей у порівнянні з їх оцінюванням на основі максимального ККД полягає у тому, що тут враховується не тільки значення ККД, але і час роботи з кожним його значенням. Так, на рис. 5.5 силова передача, що відповідає кривій 1, має максимальне значення ККД більше, ніж у варіанту з яким порівнюється (крива 2). Проте за ΔA_t перший варіант може виявитися не кращим, якщо час перебування з навантаженням, що відповідає найбільшому ККД, виявиться достатньо малим.

5.3 Визначення динаміки параметрів ДВЗ під час прискорених випробувань

Для опису динаміки параметрів ДВЗ використовується залежність [2]:

$$U_i = U_0 + v(t_i - t_c)^\alpha, \quad (5.7)$$

де U_0 – початкова величина параметру;

v – швидкість зміни параметра;

α – показники степені, що характеризує динаміку параметру;

t_c – період стабілізації параметрів;

t_i – напрацювання;

U_i – величина параметру в i -й момент часу.

Величини U_0 , t_c , v , α визначаються методом найменших квадратів з рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n U_i - nU_0 - v \sum_{i=1}^n (t_i - t_s)^\alpha &= 0; \\ \sum_{i=1}^n [U_i - U_0 - v(t_i - t_s)^\alpha] (t_i - t_s)^{\alpha-1} &= 0; \\ \sum_{i=1}^n [U_i - U_0 - v(t_i - t_s)^\alpha] (t_i - t_s)^\alpha &= 0; \\ \sum_{i=1}^n [U_i - U_0 - v(t_i - t_s)^\alpha] (t_i - t_s)^\alpha \ln(t_i - t_s)^\alpha &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

де n – число експериментальних точок;

i – порядковий номер експериментальної точки.

Рівняння розв'язується методом проб на ЕОМ. Далі визначаються середні значення показників U_0 , t_c , v , α :

$$\left. \begin{aligned} U_0 &= \sum_{i=1}^n \frac{U_{0i}}{n}; & t_c &= \sum_{i=1}^n \frac{t_{ci}}{n}; \\ V &= \sum_{i=1}^n \frac{V_i}{n}; & \alpha &= \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i}{n}, \end{aligned} \right\}, \quad (5.9)$$

де n – число двигунів, що випробовуються;

i – порядковий номер двигуна, що випробовується.

Динаміка затрат на усунення наслідків відмов описується формулою:

$$\lambda = \lambda_0 + V t^\alpha, \quad (5.10)$$

де λ – інтенсивність наростання затрат на усунення наслідків відмов у момент часу t ;

λ_0 – значення параметру на початку експлуатації (для $t=0$);

t – напрацювання;

V – коефіцієнт, що характеризує швидкість зміни інтенсивності затрат;

α – показник степені.

Величина V і α визначаються з рівняння, що розв'язується із використанням ЕОМ методом найменших квадратів:

$$\left. \begin{aligned} n \ln V + \alpha \sum_{i=1}^n \ln t_i &= \sum_{i=1}^n \ln(\lambda_i - \lambda_0); \\ \ln V \sum_{i=1}^n \ln t_i + \alpha \sum_{i=1}^n \ln^2 t_i &= \sum_{i=1}^n \ln(\lambda_i - \lambda_0) \ln t_i. \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

Отримані коефіцієнти, що характеризують швидкість відносної зміни параметрів, дозволили скласти рівняння для визначення напрацювання двигунів до проведення ремонту.

Рівняння розв'язується методом проб або графічно.

Використання методики кваліметрії дозволяє зробити більш гнучкою систему відновлення працездатності тракторних двигунів, особливо тих, що вже пройшли ремонт.

5.4. Кваліметрія вітчизняних і закордонних тракторів в початковий період їх експлуатації за показниками надійності

У початковий період експлуатації тракторів, що є періодом підконтрольної експлуатації (1000 мотогодин), проявляються основні технологічні відмови.

Аграрний сектор України в даний час характеризується експлуатацією тракторів вітчизняних і закордонних виробників різних марок і моделей. При цьому, показники надійності тракторів є визначальними при виборі трактора на ринку сільськогосподарської техніки.

На ринку України найбільшим попитом користуються трактори Беларус 800/820, Беларус 2022.3, ХТЗ-17221, John Deere 8335R, Case IH Magnum 340 та New Holland T.8.390 (див. п. 1.1). Рівень надійності кожної моделі тракторів визначає її конкурентоспроможність.

У зв'язку з інтенсивним наповненням аграрного сектору України тракторами закордонних фірм-виробників актуальною є проблема оцінювання їх надійності, оскільки дані фірми не надають споживачеві будь-яких кількісних характеристик надійності своїх тракторів. Єдиним виходом із ситуації, що склалася є підконтрольна експлуатація вітчизняних та закордонних тракторів, яку пропонується виконувати в обсязі 1000 мотогодин.

За об'єкт експериментальних досліджень були прийняті нові трактори тягового класу 30 кН (ХТЗ-17221, Беларус 2022.3) і 50 кН (Case IH Magnum 340, Беларус 3022 ДЦ.1 – українська збірка), що знаходяться в експлуатації в одному з районів Харківської області під наглядом співробітників Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого (табл. 5.1) [1].

Таблиця 5.1

Показники безвідмовності тракторів у підконтрольній експлуатації

Показники	Марка трактора			
	ХТЗ-17221	Беларус 2022.3	Беларус 2022.3 ДЦ.1	Case IH Magnum 340
Середнє напрацювання, мотогодин	1130	1050	973	968
Кількість відмов, шт., у тому числі за групами складності:				
I	6	4	3	2
II	2	2	1	0
III	0	0	1	0
Напрацювання на відмову, мотогодин	141,2	175,0	194,6	484,0
Напрацювання на відмову за групами складності, мотогодин:				
I	188,3	262,5	324,3	484,0
II	565,0	525,0	973,0	>968
III	>1130	>1050	>973	>968

Раніше було доведено (див. підрозділ 1.1), що на ринку України за тягово-енергетичними показниками тракторів тягового класу 30 кН перевага надається трактору Беларус 2022.3, енергонасиченість якого перевищує енергонасиченість трактора ХТЗ-17221 на 49 % за зниженої на 12 % питомої експлуатаційної витрати палива. За результатами порівнянь тракторів тягового класу 50 кН перевагу віддано трактору Беларус 3022 ДЦ.1, який має у порівнянні з трактором Case IH Magnum 340 підвищену енергонасиченість на 4,8 % за зниженої на 4 % питомої експлуатаційної витрати палива.

Вирішальну роль для споживача, при виборі на ринку певної моделі трактора, є його надійність, основним показником якої є безвідмовність, що характеризує властивість трактора зберігати працездатний стан протягом

певного напрацювання. Безвідмовність за ознакою доступності до місць ремонту або заміни деталей, агрегатів і т.п. характеризується відмовами І, ІІ і ІІІ групи складності. Наприклад, для тракторів серії ХТЗ-170 злам зварювального шва важеля вмикання переднього мосту – це відмова І групи складності (усувається без демонтажу агрегатів), тріщини патрубків масляного радіатора гідросистеми – відмова ІІ групи складності (необхідний демонтаж радіатора), злам первинного валу коробки перемикання передач з роздавальною коробкою – відмова ІІІ групи складності (необхідний демонтаж коробки перемикання передач з трактора, її розбирання).

За період експлуатації підконтрольних тракторів з 01.06.2015 р. до 30.11.2016 р. виявлено відмови у трактора ХТЗ-17221 – 8, Беларус 2022.3 – 6, Беларус 3022 ДЦ.1 – 5, Case IH Magnum 340 – 2.

Аналізування матеріалів табл. 5.5 показує, що найбільша кількість відмов у підконтрольних тракторів доводиться на відмови І групи складності, які є наслідком порушення якості виготовлення (технологічні відмови) і правил експлуатації (експлуатаційні відмови).

Технологічні відмови І групи складності, що найбільш часто повторюються:

- встановлення на трактора деталей з відхиленням від вимог технічних умов, наприклад, сальників, манжет, елементів електрообладнання, тощо;
- неякісна контровка гайок кріплення, внаслідок чого має місце самовідгвинчування гайок, що, в свою чергу, призводить до більш складних відмов. Наприклад, на тракторі ХТЗ-17221 відбувся зріз шпонок на шестерні приводу масляного насоса двигуна;
- залягання клапанів гідроприводів через попадання стружки.

Експлуатаційні відмови І групи складності є наслідком, в основному, порушення правил експлуатації та невиконання вимог щодо своєчасного виконання технічного обслуговування тракторів ХТЗ-17221 та Беларус 2022.3 і невідповідності сільськогосподарського виробництва до експлуатації тракторів Беларус 3022 ДЦ.1 і Case IH Magnum 340.

До складних відмов віднесені відмови ІІ і ІІІ групи складності. У трактора ХТЗ-17221 були відзначені відмови ІІ групи складності: руйнування підшипника вижимного механізму виключення муфти зчеплення, тріщина трубопроводу об'ємного насоса-гідророзподільника гідронавісної системи; у трактора Беларус 2022.3: тріщина передньої кришки стартера, самовідгвинчування болтів фланців карданних передач; у трактора Беларус 3022 ДЦ.1 – защемлення золотника гідророзподільника гідронавісної системи.

Відмова ІІІ групи складності була відзначена у трактора Беларус 3022 ДЦ.1 на 968 мотогодин роботи – відмовив у бортовий редуктор переднього ведучого мосту внаслідок руйнування епіциклічної шестерні. Аналіз даного руйнування показав, що причиною даної відмови була низька якість виготовлення епіциклічної шестерні за технологією її термообробки.

Вивчення частоти відмов показало, що емпіричні ряди відмов у початковий період експлуатації тракторів з достатньою точністю описується експоненціальним законом розподілу, щільність ймовірності якого виражається залежністю:

$$\varphi(x) = \lambda \exp(-\lambda x), \quad (5.12)$$

де λ – інтенсивність відмов;

$x \geq 0$ – параметр безвідмовності.

Інтенсивність відмов для експоненціального закону розподілу може бути визначена за формулою:

$$\lambda = \frac{1}{x} = \frac{d}{nT}, \quad (5.13)$$

де d – кількість відмов;

n – загальне число тракторів, що випробовувались;

T – тривалість випробування.

Імовірність безвідмовної роботи трактора для λ може бути визначена за формулою:

$$P(t) = e^{-\lambda T} \quad (5.14)$$

Аналіз ймовірності відмов тракторів у початковий період їх експлуатації (напрацювання 1000 мотогодин) показав, що для тракторів класу 30 кН (рис. 5.6) ймовірність безвідмовної роботи трактора Беларус 2022.3 вище даного показника трактора ХТЗ-17221. При цьому, за напрацювання до 500 мотогодин ймовірність безвідмовної роботи трактора Беларус 2022.3 вище ймовірності безвідмовної роботи трактора ХТЗ-17221 на 38 %, а за напрацювання 1000 мотогодин дана різниця підвищується до 100 %.

Порівняльний аналіз ймовірностей безвідмовності тракторів класу 50 кН за 1000 мотогодин роботи показав, що трактор Case IH Magnum 340 мав 0,98 ймовірність безвідмовної роботи і не мав складних відмов II і III групи складності; трактор Беларус 3022 ДЦ.1 мав ймовірність безвідмовної роботи 0,38, в тому числі одну відмову III групи складності.

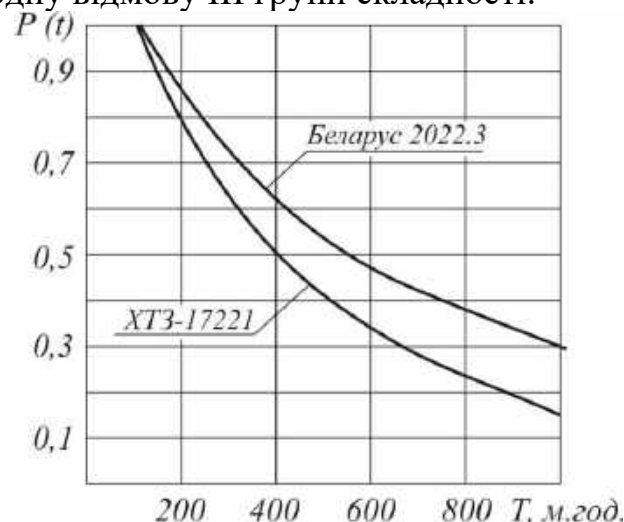


Рис. 5.6 - Імовірність безвідмовної роботи тракторів класу 30 кН у початковий період експлуатації

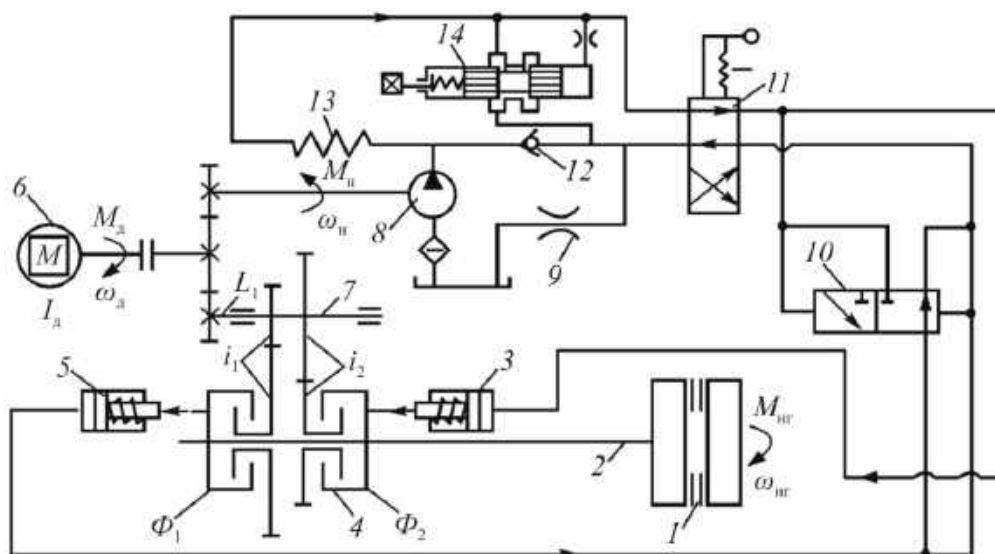
Таким чином, трактори закордонних виробників у початковий період експлуатації мають більш високу безвідмовність роботи у порівнянні з вітчизняними, що пояснюється, в основному, відсутністю відмов даних тракторів за технологією їх виготовлення.

Слід зазначити, що напрацювання на відмову трактора ХТЗ-17221 II групи складності склала 565 мотогодин, III групи складності – більше 1130 мотогодин, що свідчить про його нормативну надійність.

З підвищенням напрацювання тракторів серії ХТЗ-170 до капітального ремонту відзначаються несправності і відмови коробки переміни передач (КПП), що призводять до її непрацездатного стану.

Гідравлічну схему, що реалізує процес перемикання передач трактора без розриву потоку потужності, наведено на рис. 5.7.

За цією схемою, у разі перемикання передач робоча рідина від об'ємного насосу 8 через гідророзподільник 11 спрямовується в гідроциліндр передачі, що вмикається. Наприклад, при вмиканні фрикційної гідропідтискної муфти Φ_2 в гідроциліндр 3. Водночас гідроклапан 10 забезпечує зливання робочої рідини з гідроциліндра 5. Оскільки в зливній магістралі гідророзподільника 11 встановлено гідродросель 9, то внаслідок перепаду тиску робочої рідини на зливанні, вмикання передачі гідропідтискною муфтою Φ_1 забезпечуватиметься доти, доки не увімкнеться гідропідтискна муфта Φ_2 .



- 1 – навантаження ($M_{нг}$, $\omega_{нг}$ – момент навантаження і частота обертання ведучих коліс); 2, 7 – вторинний і первинний вали;
 3, 5 – гідроциліндри (бустери); 4 – фрикційна гідропідтискна муфта;
 6 – двигун внутрішнього згоряння (M_d , ω_d – момент двигуна і частота обертання колінчастого вала); 8 – гідронасос; 9 – гідродросель;
 10 – гідроклапан перемикання; 11 – гідророзподільник;
 12 – зворотний гідроклапан; 13 – гідрофільтр;
 14 – переливний гідроклапан

Рис. 5.7 - Гідравлічна схема перемикання передач під навантаженням

Процес вмикання гідропідтискної муфти Φ_2 під час розгону трактора характеризується трьома етапами. На першому етапі обертальний момент M_{Φ_2} гідропідтискної муфти, що вмикається, визначається як момент M_{Φ_T} тертя, тобто $M_{\Phi_2} = M_{\Phi_T}$. При цьому, кутові швидкості колінчастого вала двигуна ω_d і вторинного валу коробки передач ω_m взаємозв'язані залежністю

$$\omega_d = \omega_m i_1, \quad (5.15)$$

де i_1 – передатне відношення зубчастої пари увімкненої передачі.

На першому етапі розгону трактора потужність, що передається на його ведучі колеса, визначається в основному крутним моментом M_{Φ_1} гідропідтискної муфти, що вмикається, момент тертя якої залежить від параметрів і технічного стану агрегатів гідроприводу.

Ці параметри істотні при оцінюванні роботоздатності гідроприводу і на другому етапі розгону, коли моменти, що передаються гідропідтискними муфтами Φ_1 і Φ_2 , зрівнюються. Для даного етапу переданий момент тертя визначають за формулою

$$M_{\Phi_T} = P_\delta F_\delta r_c Z_d \mu, \quad (5.16)$$

де P_δ – тиск робочої рідини в бустері гідропідтискної муфти;

F_δ – площа поршня бустера;

r_c – середній радіус диска гідропідтискної муфти;

Z_d – число дисків;

μ – коефіцієнт тертя дисків.

На цьому етапі роботоздатність гідропідтискної муфти визначають в основному нестабільністю тиску робочої рідини в бустері, що є наслідком зношення рухливих з'єднань агрегатів, руйнування ущільнень тощо.

На третьому етапі гідропідтискна муфта Φ_1 передачі, що вимикається, продовжує буксувати і її крутний момент визначається за формулою (5.38). Гідропідтискна муфта Φ_2 передачі, яку вмикають, замикається, при цьому частоти обертання колінчастого вала двигуна і проміжного вала коробки передач різняться відповідно до передатного числа i_2 передачі, яку вмикають, тобто

$$\omega_d = \omega_m i_2. \quad (5.17)$$

На стабільність роботи гідроприводу трансмісії з перемиканням передач без розриву потоку потужності, в основному, впливають тиск робочої рідини в гідроприводі і час перекривання, за якого у бустерах гідропідтискних муфт, які вмикаються і вимикаються, одночасно підтримується однаковий тиск робочої рідини.

Зі зменшенням тиску робочої рідини у гідропідтискній муфті Φ_1 , що вимикається, зменшується тривалість процесу перемикання передач. За тривалості перемикання передач меншої за час наростання тиску робочої рідини в бустері гідропідтискної муфти, що вмикається, максимальне значення крутного моменту знижується. Це явище можливе в разі порушення регулювання переливного гідроклапану, засмічення гідроклапану перемикання передач, тощо. За зниженого тиску робочої рідини в бустері

гідропідтискної муфти, що вимикається, раніше відбувається його зрив і раніше починається процес розгону трактора на наступній передачі.

5.5 Кваліметрія трансмісії трактора

Трансмісія передає енергію двигуна рушіям трактора, робочим органам машин і приводам керування ними, розподіляє потужність між ними, регулює швидкість руху трактора і силу тяги шляхом зміни крутних моментів на ведучих колесах рушіїв.

При кваліметрії трансмісії оцінюється її якість за показниками працездатності шляхом порівняння значень усіх параметрів, що характеризують її здатність виконувати задані функції, з вимогами НТД. При цьому, оцінюється надійність тракторів, в тому числі їх трансмісії, в період підконтрольної експлуатації (1000 мотогодин), що рекомендовано НТД.

5.5.1 Алгоритм кваліметрії гідроприводу КПП трактора

Під час кваліметрії гідроприводу КПП пошук несправностей вимагає виконання цілого комплексу операцій, які, за певної (оптимальної) послідовності можуть здійснюватися у найкоротший час і з найменшими затратами праці. При обґрунтуванні алгоритму кваліметрії повинні дотримуватися такі принципи [5]:

- аналіз ймовірності виникнення несправностей p_n за даними рядової експлуатації трактора;
- оцінювання часу, що необхідний для пошуку певної несправності t_n ;
- зіставлення відношення часу пошуку несправностей до ймовірності їх виникнення, тобто t_n/p_n .

У табл. 5.2 наведене значення параметрів p_n , t_n і t_n/p_n гідроприводу КПП тракторів серії ХТЗ-170, що отримані за результатами аналізування роботи тракторів в рядовій експлуатації до 6000 мотогодин, причому час t_n визначено за параметрами перехідного процесу при перемиканні передач.

Таблиця 5.2

Імовірність виникнення(p_n) і час пошуку (t_n) несправностей гідроприводу КПП тракторів серії ХТЗ-170.

Несправності	Параметри			Шифр
	p_n	t_n , год.	t_n/p_n	
Засмічення фільтру лінії нагнітання (ЗФ)	0,22	0,10	0,45	ЗФ
Розрив потоку потужності (РП)	0,08	0,04	0,50	РП
Включення двох передач (тривалістю 0,2 с) (ДП)	0,12	0,04	0,33	ДП
«Заїдання» золотника переливного гідроклапану (ЗЗ)	0,20	0,07	0,35	ЗЗ
Заклинювання поршня гідроциліндру (ЗГ)	0,09	0,07	0,77	ЗГ
Витік рідини в гідророзподільник (ВР)	0,25	0,09	0,36	ВР
Знос дисків гідропідтискних муфт (ЗД)	0,10	0,12	1,20	ЗД
Викривлення дисків гідропідтискних муфт (ВД)	0,18	0,12	0,66	ВД

Аналіз значення величини t_n/p_n за табл. 5.7 вказує на те, що для гідроприводу КПП тракторів з перемиканням передач під навантаженням можна рекомендувати наступний алгоритм кваліметрії:

ДП→ЗЗ→ВР→ЗФ→РП→ВД→ЗД

Таким чином, процедура кваліметрії гідроприводу КПП під час контролю технічного стану, що відповідає мінімальному відношенню t_n/p_n , повинна починатися з контролю тривалості включення двох передач (ДП) і закінчуватися перевіркою зносу дисків гідропідтискних муфт (ЗД). За виконання цього алгоритму загальний час пошуку несправностей буде мінімальним.

За ступенем впливу параметру стану D_i на функціональний параметр K_j (за табл. 5.3) можна виділити три основні групи параметрів, що викликають порушення працездатності гідроприводу (табл. 5.3)

Таблиця 5.3

Групи несправностей гідроприводу КПП

Група	Типові несправності
Аварія, відмова (втрата працездатності), L_1	одночасне вмикання двох передач, поломка трубопроводів, викривлення дисків гідропідтискних муфт
Порушення прийнятих ТУ (наявність пошкодження), L_2	«заїдання» золотника переливного гідроклапану, засмічення фільтрів, зниження рівня рідини
Погіршення показників працездатності, L_3	знос гідророзподільника, дисків гідропідтискних муфт

Вхідними даними для оцінювання стану гідроприводу КПП є: необхідна величина помилки $\beta_{тр}$, допустимий час контролю t_k , показники K_j і необхідні їх значення.

При оцінюванні працездатності гідроприводу КПП лише за одним функціональним параметром стану, наприклад за плавністю перемикання передач (K), величина помилки $\beta_{тр}$ визначиться ймовірністю $P(K_n \leq K \leq K_v)$

$$\beta_{тр} = 1 - P(K_n \leq K \leq K_v). \quad (5.18)$$

Ймовірність $P(K_n \leq K \leq K_v)$ визначається щільністю $f(K)$

$$P(K_n \leq K \leq K_v) = \int_{K_n}^{K_v} f(K) dK. \quad (5.19)$$

При розподілі можливих несправностей гідроприводу КПП на три групи, працездатність гідроприводу КПП оцінюється співвідношенням

$$P_i = \prod_{i=1}^{m_1} P_{abi} \prod_{j=1}^{m_2} P_{доп i j}, \quad (5.20)$$

де P_{abi} – ймовірність відсутності несправності i -го параметру першої групи;

$P_{доп i}$ – ймовірність відсутності відхилення i -го параметру другої групи;

m_1 – число параметрів, відхилення яких призводить до втрати працездатності;

m_2 – число параметрів, відхилення яких призводить до порушення прийнятих допущень і ТУ.

За відсутності несправностей перших двох груп функція показника K від параметрів гідроприводу КПП розкладається в ряд Тейлора навколо точки, що відповідає номінальним значенням параметрів.

$$K = f(C_1, C_2, \dots, C_n) = y(C_{10}, C_{20}, \dots, C_{n0}) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dC_i} \right)_0 (C_i - C_{i0}) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy^2}{dC_i^2} \right)_0 (C_i - C_{i0})^2 + \dots$$

Нехтуючи членами розкладання другого і вищого порядку, отримаємо

$$K = y(C_{10}, C_{20}, \dots, C_{n0}) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dC_i} \right)_0 (C_i - C_{i0}). \quad (5.21)$$

У даному виразі перший доданок відповідає розрахунковим значенням показника K_0 . У цьому випадку помилка β функціонально пов'язана з параметрами гідроприводу КПП, якщо буде встановлено зв'язок щільності розподілу $y(K)$ з параметрами об'єкта. Якщо відсутні несправності перших двох груп, то значення показника K розподілені за нормальним законом. У цьому випадку справедливим є співвідношення

$$P(K_n \leq K \leq K_b) = \prod_{i=1}^{m_1} P_{abi} \prod_{j=1}^{m_2} P_{допj} \int_{K_n}^{K_b} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sqrt{D}} \exp \left[-\frac{(K - m_k)^2}{2D_k} \right] dK, \quad (5.22)$$

де m_k – математичне очікування показника K ;

D_k – дисперсія показника K .

Числові характеристики законів розподілу окремих параметрів є функціями часу

$$m_{Ci} = m_{Ci}(t); \quad D_{Ci} = D_{Ci}(t)$$

При номінальному технічному стані гідроприводу КПП

$$m_{Ci} = C_{i0}; \quad D_{Ci} = \left(\frac{\Delta}{3} \right)^2,$$

де C_{i0} – номінальне значення параметру;

Δ – половина поля виробничого допуску.

У цьому випадку маємо

$$m_k = K_0 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dC_i} \right)_0 m[\Delta C_i]; \quad (5.23)$$

$$D_k = \sum_{i=1}^n \left(\frac{dy}{dC_i} \right)_0^2 D_{Ci0} + 2 \sum_{i>1} \left(\frac{dy}{dC_i} \right)_0 \left(\frac{dy}{dC_j} \right)_0 K_{ij}, \quad (5.24)$$

де n – число параметрів третьої групи;

K_{ij} – кореляційний момент величин ΔC_i та ΔC_j .

Співвідношення (5.23) і (5.24) пов'язують ймовірність $P(K_n \leq K \leq K_b)$ з характеристиками параметрів гідроприводу КПП.

Під час кваліметрії гідроприводу КПП за усіма функціональними показниками K_j помилка оцінювання його якості буде сумою оцінок кожного показника β_i

$$\beta = 1 - \prod_{i=1}^m (1 - p_i). \quad (5.25)$$

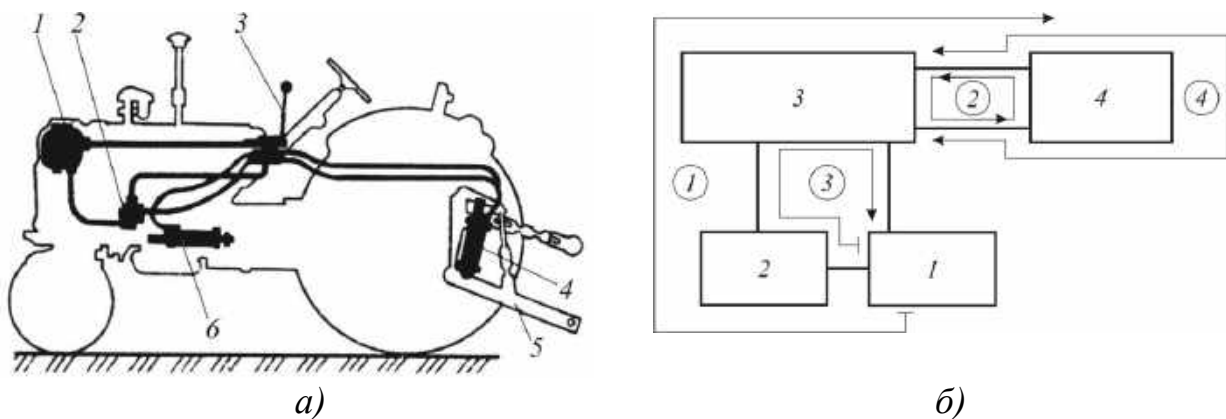
Розподіл несправностей на групи за рівнями їх впливу на працездатність гідроприводу КПП і обґрунтування алгоритмів кваліметрії для кожної групи дозволяє спростити загальний алгоритм кваліметрії, забезпечивши значне зменшення трудоемності оцінювання його працездатності.

5.6 Кваліметрія навісної системи трактора

Навісна система трактора призначена для з'єднання трактора з сільськогосподарськими та іншими машинами, а також для управління ними. Під час випробувань формується алгоритм кваліметрії навісної системи трактора за нестабільних параметрів технічного стану її елементів, причому пріоритетність при цьому віддається гідроприводу як найбільш значимому функціональному елементу системи.

5.6.1 Компонування навісної системи

На вітчизняних і закордонних тракторах найбільшого поширення набули роздільно-агрегатні системи (рис. 5.8), що забезпечують керування машинами, що агрегатуються, за допомогою виносних гідроциліндрів.



1 – гідробак; 2 – гідронасос; 3 – розподільник;
4, 6 – гідроциліндри; 5 – важіль навісної системи;
(1), (2), (3), (4) – контури функціонування гідроприводу

Рис. 5.8 - Компонувальна (а) і функціональна (б) схема гідроприводу роздільно-агрегатної навісної системи трактора

Гідропривід є силовою частиною навісної системи і є сполучною ланкою між трактором і сільськогосподарською машиною. Він дозволяє встановлювати і фіксувати навісну машину в заданому положенні, заглиблювати робочі органи в ґрунт, забезпечувати їх установку в «плаваюче» положення, за якого вони переміщуються під впливом зовнішніх діючих сил.

При виконанні даних функцій в роботі гідроприводу беруть участь певні контури. Під час підйому або опускання навісного обладнання основне навантаження припадає на гідроагрегати магістралі нагнітання (контур 1): гідробак 1, гідронасос 2, гідророзподільник 3, гідроциліндр 4. Робочими параметрами даного контуру є об'ємна подача і тиск рідини. При стабілізації робочого обладнання в транспортному положенні циркулює рідина в контурах 2 і 3. Найбільш навантаженим є контур 2, робочими параметрами якого є тиск рідини в порожнині високого тиску. Нестабільність тиску рідини в даному контурі регламентується герметичністю пов'язаних рухомих сполук гідроагрегатів. При копіюванні рельєфу ґрунту працюючими органами сільськогосподарської машини використовується «плаваючий режим» роботи гідроприводу, за якого обидві магістралі, що йдуть до гідроприводу, з'єднуються із зливною порожниною гідророзподільника (контур 4), а гідронасос через перепускний клапан гідророзподільника перекачує робочу рідину в гідробак (контур 3).

Потужність гідроприводу повинна бути розрахована на підйом будь-який навісних машин, з якими трактор може агрегатуватися.

Необхідна потужність (Вт) гідроприводу

$$P_r = \frac{m_{\text{м max}} g H k}{\eta t}, \quad (5.26)$$

де $m_{\text{м max}}$ – максимальна маса навісної машини, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

H – максимальне вертикальне переміщення центру мас навісної машини, м;

k – коефіцієнт запасу потужності;

η – ККД навісної системи;

t – час повного підйому навісної машини, с.

При проведенні розрахунку подачі насоса і розміру силового циліндра, масляного бака і трубопроводів вхідними даними є потужність гідроприводу P_r (Вт) і максимальний тиск в гідросистемі p_{max} (Па), що призначаються відповідно до типу і конструкції насоса.

Розрахункова подача (м³/с) насоса

$$Q_{\text{н.р}} = \frac{P_r}{p_{\text{max}}}. \quad (5.27)$$

Подача (см³/об) за один оберт валу насоса

$$q_{\text{н.р}} = 6 \cdot 10^7 \frac{Q_{\text{н.р}}}{n_p}, \quad (5.28)$$

де n_p – частота обертання валу насоса, хв⁻¹.

За $q_{\text{н.р}}$ вибирають насос згідно ДСТУ 2192-93. Якщо значення $q_{\text{н}}$ насосів, що виготовляються, не співпадає з розрахунковими значеннями $q_{\text{н.р}}$, визначають необхідну частоту обертання для забезпечення заданої подачі.

Хід поршня гідроциліндра $s_{ц}$ повинен забезпечити достатній транспортний просвіт під робочими органами навісних машин, а в робочому положенні – максимальне заглиблення робочих органів в ґрунт, що відповідає вимогам агротехнології

$$s_{ц} = \frac{Hs_{зап}}{i'_m}, \quad (5.29)$$

де i'_m – середнє значення передаточного числа за весь цикл переміщення вісі підвісу з одного крайнього положення в інше;

$s_{зап}$ – запас ходу, що необхідний для запобігання ударів поршня об кришку циліндра, $s_{зап}=0,025 - 0,05$ м.

Середня швидкість переміщення поршня гідроциліндру (м/с)

$$v_n = \frac{s_n}{t}. \quad (5.30)$$

Ефективна площа (м²) поршня гідроциліндра

$$A_n = \frac{Q_{н.р}}{v_n}. \quad (5.31)$$

Якщо напірна магістраль з'єднана з безштоковою порожниною силового гідроциліндру, його діаметр визначають за виразом

$$d_n = 2\sqrt{\frac{A_n}{\pi}}. \quad (5.32)$$

При з'єднанні напірної магістралі системи з штоковою порожниною гідроциліндру

$$d_n = \sqrt{4\frac{A_n}{\pi} + d_{шт}^2}, \quad (5.33)$$

де $d_{шт}$ – діаметр штока.

Отримане значення діаметру гідроциліндра округляють до найближчого більшого стандартного значення.

Об'єм гідробака (л)

$$Q_{г} = \beta(0,5...0,6)Q'_{н.р}, \quad (5.34)$$

де β – коефіцієнт, що враховує забезпечення повітряного простору над поверхнею робочої рідини для виключення перевантаження сапуна, $\beta=1,1...1,2$; $Q'_{н.р}$ – розрахункова подача гідронасоса, л/хв.

Площа (м²) поверхні тепловіддачі гідробаку з умови підтримки робочого температурного режиму робочої рідини

$$F_6 = 14 \frac{p_n Q'_{н.р}}{\xi'(t_m - t_{пов})}, \quad (5.35)$$

де p_n – протитиск в напірній магістралі за холостої роботи гідронасоса, $p_n=0,3...0,4$ МПа;

ξ' – коефіцієнт тепловіддачі, для пофарбованих гідробаків з листової сталі $\xi'=9\ldots10,5$ Дж/(м²·°С·с), для чавунних гідробаків $\xi'=5,5\ldots7$ Дж/(м²·°С·с);

$t_{\max}$ – максимальна робоча температура робочої рідини масла;

$t_{\text{пов}}$ – температура повітря, $t_{\text{пов}}=30\ldots40$ °С.

Площа внутрішнього перетину трубопроводів

$$F = Q_{\text{н.р}} v_{\text{сер}},$$

де $v_{\text{сер}}$ – середня швидкість перебігу рідини трубопроводом, для всмоктуючого трубопроводу (від насоса до розподільника) і зливного (від розподільника до бака) $v_{\text{сер}}=1,5\ldots2$ м/с, для трубопроводів, що підводять рідину до циліндрів $v_{\text{сер}}=3,5\ldots4,5$ м/с.

Внутрішній діаметр трубопроводів

$$d = \sqrt{\frac{Q_{\text{н.р}}}{\pi v_{\text{сер}}}}. \quad (5.36)$$

Товщину (мм) стінок труб розраховують за тиском насоса:

$$\delta = 10^{-6} \frac{p_{\max} d}{2[\sigma_p]}, \quad (5.37)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розрив, для сталевих безшовних труб $[\sigma_p]=50\ldots60$ МПа, латунних $[\sigma_p]=25$ МПа.

Швидкість підйому будь-яких навісних машин повинна задовольняти вимогам агротехнології. Такими вимогами є:

– максимальна маса навісної машини $m_{\text{м max}}$ (кг); повинна визначатися для колісних тракторів із умов вантажопідйомності шин і ходової стійкості, для гусеничних – допустимого зсуву центру тиску;

– максимальне вертикальне переміщення H (м) центру мас навісної машини;

– час t (с) повного підйому навісної машини, визначається із умов агротехнології:

$$t = \frac{3\ldots5}{v},$$

де v – поступальна швидкість трактора, м/с;

– коефіцієнт запасу потужності $k_3=1,5\ldots2,5$ враховує зростання опору підйому при відриві пласта від землі, динамічні перевантаження, тощо;

– ККД навісної системи $\eta=\eta_o\eta_m$, де $\eta_o=0,85\ldots0,9$ – об'ємний ККД гідронасоса; $\eta_m=0,7\ldots0,8$ – механічний ККД підйомно-навісного пристрою і гідроциліндра.

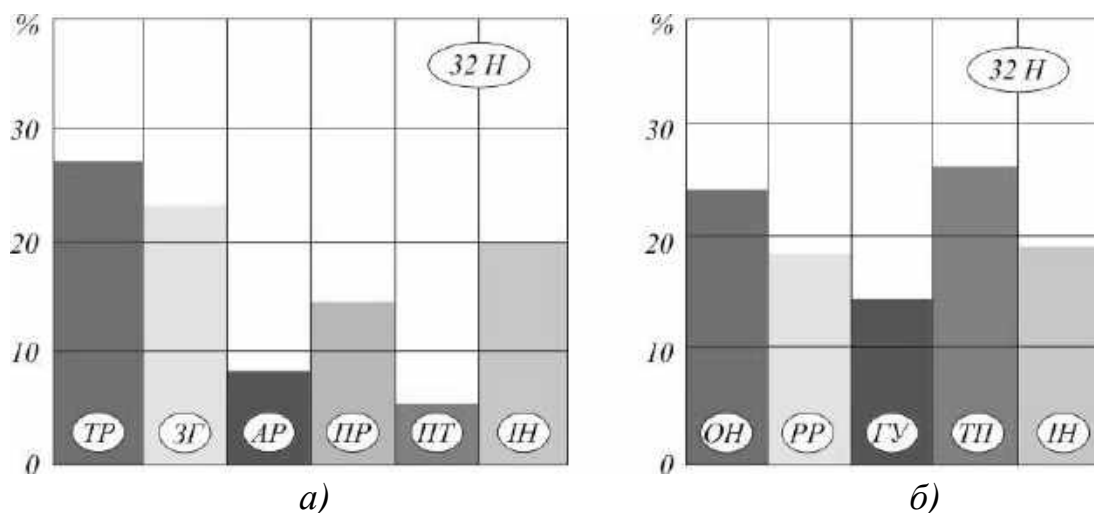
Вимоги до гідроприводу навісної системи трактора регламентується Кодексом 2 ОЕСР на випробування сільськогосподарських тракторів [2], що містять: сталий тиск рідини, швидкість нагнітання (подачі) гідронасосом при мінімальному тиску і номінальних обертах двигуна, швидкість нагнітання

(подачі) гідронасосом при максимальній гідравлічній потужності, тиск нагнітання, потужність.

5.6.2 Визначальний параметр стану гідроприводу навісної системи трактора. Алгоритм кваліметрії

Для оцінювання якості функціонування гідроприводу навісної системи (ГНС) трактора за результатами аналізування несправностей і відмов тракторів серії ХТЗ-170 при напрацюванні в рядовій експлуатації 6000 мотогодин за відомою методикою [1] обґрунтовано визначальний (найбільш значимий) параметр стану. При цьому відзначені наступні несправності і відмови (рис. 5.9):

- за видами: зниження тиску рідини (ТР) в гідроприводі нижче значень, що передбачені технічними умовами; засмічення гідроприводу (ЗГ); порушення герметичності (ПГ) та регулювань (ПР); підвищення температури (ПТ) та інші несправності (ІН), до яких віднесені механічні пошкодження, підтікання робочої рідини, вихід рідини та піни крізь сапун гідробака, тощо;
- за агрегатами: об'ємний насос (ОН), розподільно-регулюючі агрегати (РР), гідроциліндри (ГЦ), трубопроводи (ТП), інші агрегати (ІА).



а – за видами; б – за агрегатами

Рис. 5.9 - Розподіл (у %) несправностей гідроприводу навісної системи тракторів серії ХТЗ-170

Аналіз несправностей за 6000 мотогодин роботи тракторів серії ХТЗ-170 показав, що найбільшу кількість несправностей відзначено внаслідок зниження тиску рідини, що передбачено технічними умовами. Це є, в основному, наслідком підвищення витоків рідини в об'ємному насосі. Досить висока кількість несправностей внаслідок засмічення агрегатів гідроприводу, в основному, розподільно-регулюючих. Несправності трубопроводів обумовлені в основному їх руйнуванням. Таким чином, можна вважати, що визначальним параметром стану ГНС трактора, що характеризує його якість, є підвищення витoku робочої рідини в агрегатах. Для підтвердження цього твердження проведено розрахунок за відомою методикою [1] діагностичних вагів стану D_i , що характеризує працездатність гідроприводу навісної

системи за функціональними параметрами K_j , зміна яких вище граничного значення обумовлює втрату його працездатності або несправність. Параметрами K_j гідроприводу навісної системи трактора є: стійкість підйому (СП) і опускання (СО) робочої машини, приєднаної до навісного механізму; автоколивання (АК) при підйомі/опусканні робочої машини; стабільність піднятого положення (СПП) робочої машини; максимальна гідравлічна потужність (ГП) гідроприводу (табл. 5.4).

Таблиця 5.4

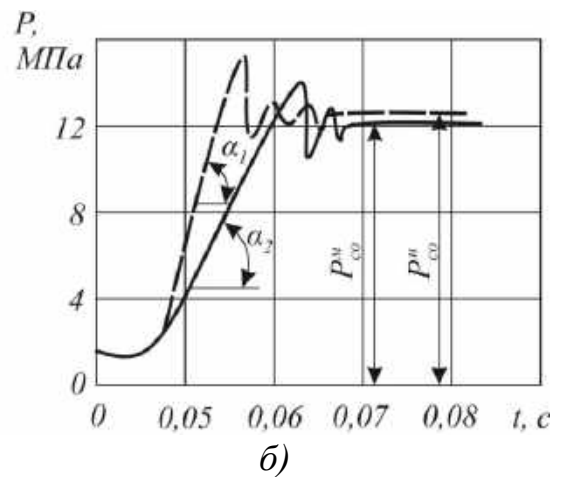
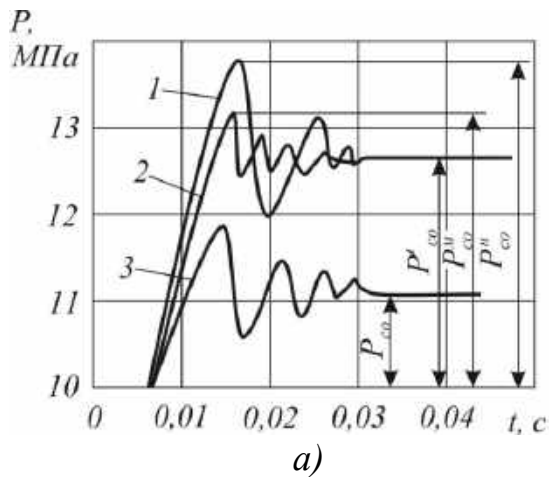
**Імовірнісні ваги ознак для різних станів
гідроприводу навісної системи**

Стан D_i	Функціональний параметр K_j					$P(D_i)$
	СП	СО	АК	СПП	ГП	
ТР	0,38	0,32	0,25	0,45	0,85	0,30
ЗГ	0,28	0,08	0,36	0,64	0,76	0,12
ПГ	0,16	0,22	0,64	0,05	0,12	0,08
ПР	0,83	0,74	0,68	0,12	0,23	0,10
ПТ	0,05	0,05	0,24	0,08	0,45	0,06
ІН	0,01	0,01	0,12	0,01	0,48	0,12
ІС	0,02	0,02	0,18	0,06	0,08	0,22
$P(K_j)$	0,20	0,20	0,12	0,08	0,40	1,00

Аналіз табл. 5.4 показує, що для гідроприводу навісної системи трактора визначальним параметром стану є знижений тиск рідини $P(D_i)=0,30$, при цьому ймовірність максимальної потужності гідропривода $P(K_j)=0,40$. Таким чином, напрацювання тракторів серії ХТЗ-170 в експлуатації 6000 мотогодин максимальна потужність гідроприводу навісної системи забезпечується на 40 %.

Функціональний параметр – максимальна потужність гідроприводу навісної системи регламентований Кодексом стандартів ОЕСР по випробуванню сільськогосподарських тракторів [2], виконання якого є обов'язковим для країн ООН. Наприклад, при випробуванні тракторів в лабораторії Nebraska Tractor Test Laboratory (США) [4] оцінюється максимальна сила на штоку гідроциліндра, потужність гідроприводу, швидкість нагнітання рідини гідронасосом при мінімальному тиску і номінальних оборотах двигуна, а також при максимальній потужності гідроприводу. Допуск відхилення даних параметрів від номінального значення не більше 10 %.

Гідроприводи навісних систем тракторів відносяться до коливальних систем [5.8], порушення регулювань елементів якого, зниження коефіцієнта подачі K_Q об'ємного насоса якого призводить до істотної зміни параметрів перехідної характеристики (рис. 5.10)



a – номінальний технічний стан клапанів (1), розрегулювання зворотного гідроклапана (2) і гідроклапана автомата золотника гідророзподільника (3);
б – коефіцієнт подачі гідронасоса $K_Q=0,95$ (α_1) і $K_Q=0,75$ (α_2)

Рис. 5.10 - Зміна параметрів перехідного процесу гідроприводу навісної системи тракторів серії ХТЗ-170 при несправностях

За рис. 5.19 можна зробити висновок, що розрегулювання елементів гідроприводу тракторів серії ХТЗ-170 робить основний вплив на параметри коливального перехідного процесу, а витік рідини – на інтенсивність наростання тиску рідини, що характеризується кутом α . Даний параметр є визначальним при кваліметрії гідроприводу навісної системи трактора.

На інтенсивність наростання тиску рідини гідроприводу навісної системи істотно впливають витіки рідини на ділянці об'ємний насос – гідророзподільника – гідроциліндр.

Технічний стан насоса визначається зносом його деталей і сполучень: торцевих поверхонь опорних втулок з шестернями, шестерень, шийок вала. Це призводить до збільшення витоків в насосі, а отже до зниження коефіцієнта об'ємної подачі насоса K_Q .

Зміна K_Q при зносі гідронасоса в певній мірі впливає на всі показники перехідної характеристики. Однак найбільшою чутливістю володіє інтенсивність наростання тиску (рис. 5.11), яка в діапазоні коефіцієнта $K_Q=0,9\ldots0,6$ зменшується в 1,3 рази. Час регулювання змінюється в цьому діапазоні в 1,24 рази, так як воно пов'язане з крутизною характеристики, яка зменшується, збільшуючи тим самим час перехідного процесу.

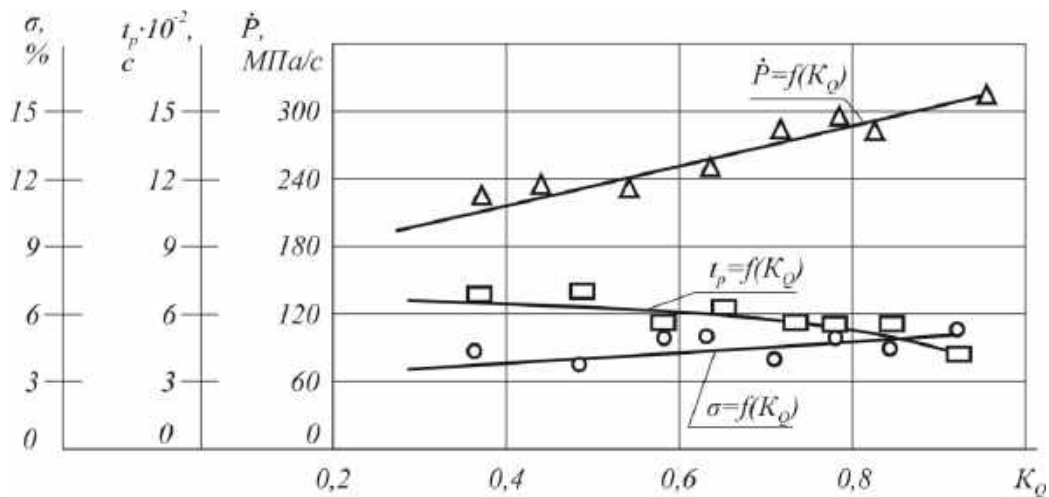


Рис. 5.11 - Залежність швидкості наростання тиску рідини $\dot{P}$, перерегулювання σ і часу перехідного процесу t_p від коефіцієнту об'ємної подачі гідронасоса K_Q навісної системи тракторів серії ХТЗ-170

Величини $P_{\max}$, P_{∞} практично не залежать від технічного стану насоса в діапазоні зміни $K_Q=0,9 \dots 0,6$ (зміна $P_{\max}$, P_{∞} відбувається у 1,04 рази).

Отже, інтенсивність наростання тиску можна вважати найбільш інформативним параметром технічного стану гідронасоса, так як цей показник найбільш чутливий до зміни витоків рідини.

Під час експлуатації гідроприводу спостерігається потрапляння сторонніх часток на ущільнювальну поверхню переливного гідроклапана, а також заклинювання і знос вузла гідророзподільника. Це викликає різке зростання витоків через клапан, що призводить до зниження працездатності гідроклапана.

Найбільшою чутливістю до таких несправностей клапана має інтенсивність наростання тиску $\dot{P}$ (рис. 5.12), яка змінюється в діапазоні можливих витоків через перепускний клапан (0...15 л/хв.) від 300 до 180 МПа/с, тобто в 1,7 рази.

Час перехідного процесу t_p у цьому діапазоні збільшується в 1,1 рази. За рахунок витоків зменшуються значення максимального $P_{\max}$ і усталеного P_{∞} значень тиску і перерегулювання σ , причому витік рідини практично не впливає на $P_{\max}$ і P_{∞} .

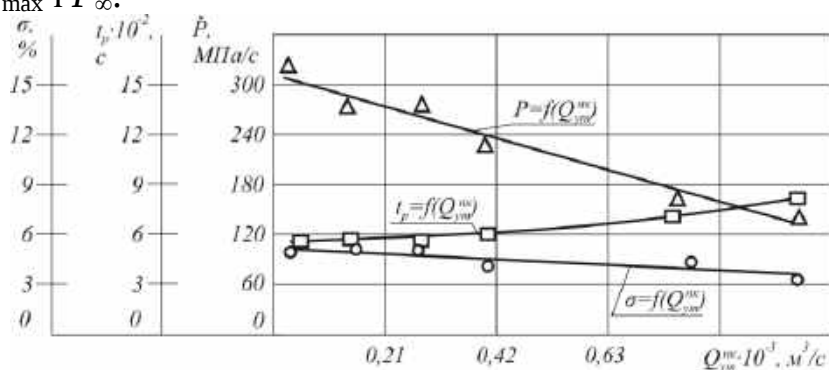


Рис. 5.12 - Залежність швидкості наростання тиску рідини $\dot{P}$, перерегулювання σ і часу перехідного процесу t_p від витоків рідини через перепускний клапан гідророзподільника $Q_{\text{ут}}^{\text{ПК}}$ навісної системи тракторів серії ХТЗ-170

Зміни тиску спрацювання клапана автомата золотника і зворотного гідроклапана не призводить до збільшення витоків рідини в системі. Це підтверджується тим, що інтенсивність наростання тиску практично не чутлива до розрегулювання. Час регулювання зменшується в межах допустимої зміни тиску спрацювання клапана від 12,5 МПа до 10,5 МПа в 1,08 рази.

Перерегулювання при зменшенні тиску спрацювання в діапазоні від 12,5 МПа до 10,5 МПа збільшується майже в 1,5 рази. Даний показник перехідної характеристики найбільш інформативний про справність клапана золотника гідророзподільника.

Розрегулювання зворотного гідроклапана практично не впливає на параметри перехідного процесу.

Підвищення перетоків рідини в гідроциліндрі за рахунок зносу кільця ущільнювача поршня призводить до зменшення інтенсивності наростання тиску $\dot{P}$ в 1,07 рази (рис. 5.13) при збільшенні витоків від 0 до 15 л/хв., тиск змінюється незначно на 1,5 – 2 %.

Найбільш чутлива до зміни перетоків рідини інтенсивність падіння тиску $\ddot{P}$. Так, наприклад, при пориві кільця ущільнювача поршня гідроциліндра відбувається збільшення перетоків від 5 до 15 л/хв., що викликає збільшення інтенсивності падіння тиску в 2 рази.

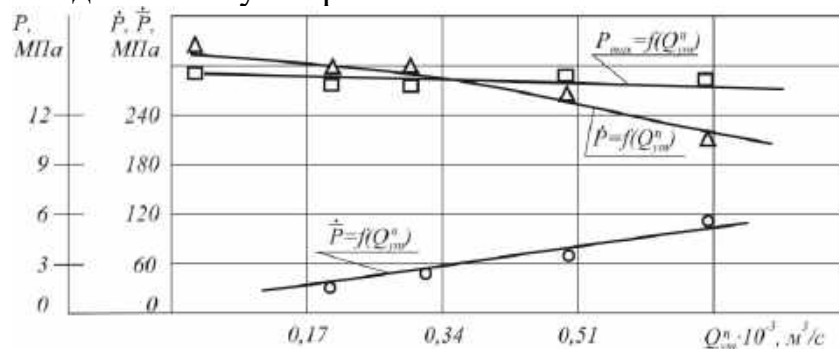


Рис. 5.13 - Залежність швидкості наростання $\dot{P}$, падіння $\ddot{P}$, максимального $P_{\max}$ тиску рідини від перетоків в гідроциліндрі навісної системи тракторів серії ХТЗ-170

Таким чином, за інтенсивністю падіння тиску можна робити висновок про технічний стан гідроциліндра.

Інтенсивність наростання тиску робочої рідини, залежить, в основному, від витоків рідини в елементах гідроприводу. Це покладено в основу алгоритму його кваліметрії. Даний алгоритм базується на відношенні ймовірності P_n несправностей елементів гідроприводу до часу (t_n) їх пошуку (табл. 5.5).

Пошук несправностей гідроприводу навісної системи тракторів серії ХТЗ-170 починається з несправностей, що мають мінімальне відношення P_n/t_n . У цьому випадку алгоритм кваліметрії гідроприводу навісної системи записується у виді:

$$ВЦ \rightarrow ВН \rightarrow ВЗ \rightarrow РА \rightarrow РЗ \rightarrow ВП$$

**Ймовірність виникнення P_n і час пошуку t_n несправностей
гідроприводу навісної системи тракторів серії ХТЗ-170
за зниженням інтенсивності наростання тиску рідини**

Несправності	P_n	t_n , год	P_n/t_n
Виток у гідроциліндрі (ВЦ)	0,22	0,10	0,48
Виток у гідронасосі (ВН)	0,20	0,10	0,50
Виток у перепускному клапані (ВП)	0,06	0,60	10,00
Виток у золотниковій парі (ВЗ)	0,26	0,17	0,64
Розрегулювання автомата гідророзподільника (РА)	0,08	0,06	0,75
Розрегулювання зворотного гідроклапана (РЗ)	0,06	0,20	3,3

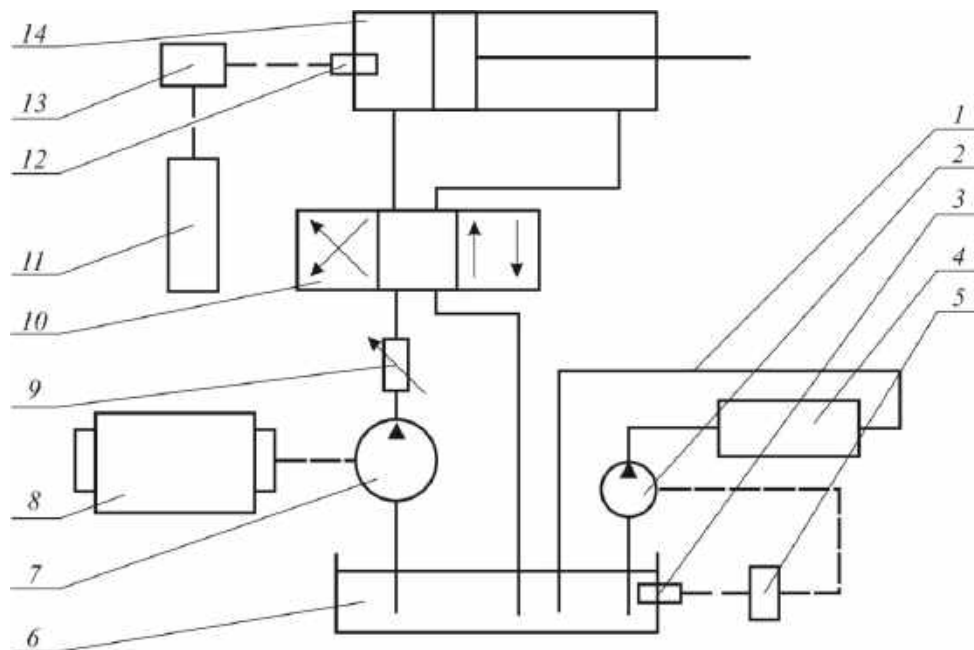
Таким чином, кваліметрію з оцінювання якості функціонування гідроприводу навісної системи трактора за нестабільного технічного стану його елементів необхідно починати з оцінювання витоків рідини в гідроциліндрі та закінчувати аналізом витоків у перепускному клапані.

5.6.3 Збурювальні фактори кваліметрії навісної системи трактора

На визначальний параметр кваліметрії гідроприводу навісної системи трактора, за який прийнята інтенсивність наростання тиску робочої рідини $\dot{P}$ при імпульсі тиску в період початку роботи автоматичного повернення золотника гідророзподільника, впливає ряд факторів: коефіцієнт об'ємної подачі K_Q , частота обертання валу гідронасоса ω , температура робочої рідини T .

Оцінювання впливу зазначених факторів на інтенсивність наростання тиску рідини виконується на спеціальному стенді, що імітує роботу гідроприводу навісної системи трактора (рис. 5.14).

Привод валу насосу НШ-50А-3-Л гідроприводу навісної системи здійснювався від розподільного валу, який, в свою чергу, приводився в рух електромашиною 8 з регульованою частотою обертання. Стабілізація температури рідини в гідробаку 6 досягалась за допомогою системи терморегуляції, що складається з насоса 2, масляного радіатора 4, трубопроводів 1, давача температури 3, термореле 5, яке вмикає насос при зміні встановленої температури.



1 – трубопровід; 2, 7 – гідронасоси; 3 – давач температури; 4 – масляний радіатор; 5 – термореле; 6 – гідробак; 8 – електромашина; 9 – дросель-витратомір; 10 – гідророзподільник; 11 – осцилограф; 12 – давач тиску; 13 – підсилювач; 14 – гідроциліндр

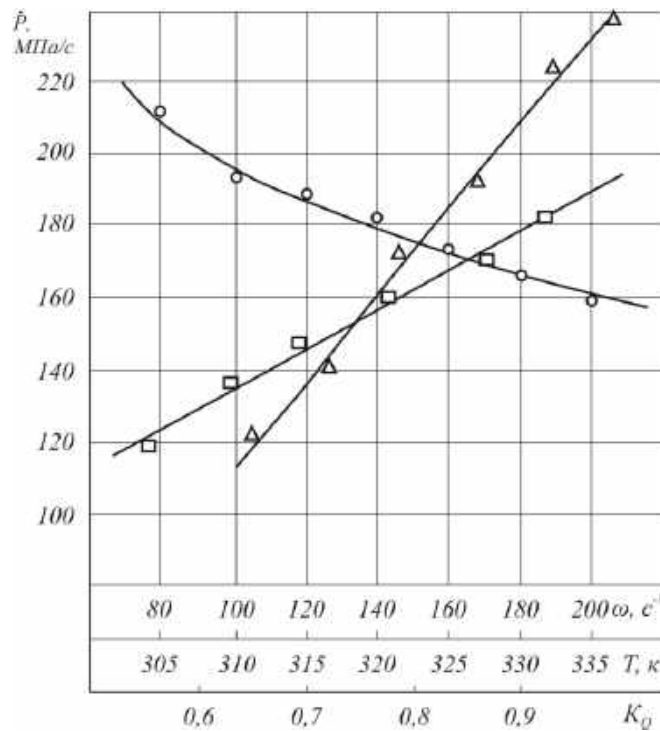
Рис. 5.14 - Схема стенду для дослідження гідроприводу навісної системи тракторів серії ХТЗ-170

Зміна коефіцієнта об'ємної подачі K_Q , що характеризує технічний стан гідроприводу навісної системи, досягається за допомогою приєднаного до гідроланцюга системи відтарованого дроселя-витратоміра ДР-70 (КИ-1097Б) 9.

Інтенсивність наростання тиску реєструється давачем тиску 12 типу ДИ-150, сигнал з якого надходить на підсилювач 8АНЧ-7М 13, потім на осцилограф Н-117 11.

Імпульс тиску рідини досягається під час підходу поршня гідроциліндра до верхньої «мертвої» точки. Тиск різко підвищується до значення, на яке відрегульований бустерний механізм гідророзподільника Р-75-ВЗА 10. Обробка осцилограм дозволяє отримати чисельні значення інтенсивності наростання тиску робочої рідини в гідроциліндрі Ц-125 14.

Дослідження впливу на інтенсивність наростання тиску проводилося при постійній температурі робочої рідини $T=323\text{ K}$ і постійній частоті обертання валу насоса $\omega=157\text{ c}^{-1}$ (рис. 5.24).



$\square - \dot{P} = f(K_Q); \Delta - \dot{P} = f(\omega); O - \dot{P} = f(T)$

Рис. 5.15 -Залежність інтенсивності наростання тиску робочої рідини $\dot{P}$

Лінія $\dot{P} = f(K_Q)$ показує, що за постійного режиму роботи гідроприводу тракторів серії ХТЗ-170 існує пряма залежність між K_Q і інтенсивністю наростання тиску, зі зменшенням K_Q , а отже з погіршенням технічного стану гідроприводу зменшується $\dot{P}$. Причому найбільша роздільна здатність цього параметра за $K_Q=0,92-0,5$. Тобто в межах зміни K_Q при експлуатації трактора при $K_Q < 0,5$ гідропривід навісної системи є непрацездатним [5], а значення $\dot{P}$ нестабільні.

Аналогічно впливає на інтенсивність наростання тиску частота обертання валу насоса. Так збільшення ω в діапазоні, близько до робочого, з 126 с^{-1} до 189 с^{-1} викликає зростання інтенсивності наростання тиску в 1,46 рази.

Аналіз впливу температури робочої рідини ΔT за частоти обертання $\omega=157 \text{ с}^{-1}$ і $K_Q=0,92$, показав, що при зміні температури в діапазоні близькому до робочого $313 - 333 \text{ К}$ інтенсивність наростання тиску змінюється незначно.

Для виявлення взаємного впливу факторів на інтенсивність наростання тиску проводиться повнофакторний експеримент, при виконанні якого з використанням матриці планування експерименту змінюються одночасно з урахуванням апріорної інформації і отриманих залежностей (рис. 5.15).

Оброблення експериментальних даних дає можливість отримати математичну модель експерименту за заданих умов у вигляді рівняння регресії.

$$\begin{aligned} \dot{P} = & 177 + 5,7\omega - 8,2T + 26,9K_Q + 0,1\omega T + \\ & + 2,2\omega \cdot K_Q - 8,2TK_Q - 0,4\omega \cdot T \cdot K_Q \end{aligned} \quad (5.38)$$

За допомогою даної моделі експерименту можна оцінити вплив як основних факторів, так і ефектів їх взаємодії.

Після визначення незначущих коефіцієнтів регресії за допомогою t -статистики Стюдента модель експерименту спрощується

$$\dot{P} = 177 + 26,9K_Q \quad (5.39)$$

При аналізуванні даної моделі видно, що на інтенсивність наростання тиску в діапазоні зміни факторів близькому до робочого, тобто при зміні температури T в межах 318 – 328 К і частоти обертання валу насоса ω в межах 173 – 178 с⁻¹ практично впливає тільки об'ємний ККД гідроприводу K_Q . Ефекти взаємодії у цьому режимі незначні.

Даний висновок є важливою практичною умовою можливості застосування методу кваліметрії перехідних процесів для визначення технічного стану гідроприводу навісної системи трактора, так як перед початком кваліметрії не обов'язково ретельне налаштування роботи гідроприводу за частотою обертання валу насоса і температурою робочої рідини на стабільний режим.

Використовуючи вираз (5.39) з урахуванням того, що значення коефіцієнту об'ємної подачі K_Q задовано, можна отримати формулу для практичного визначення чисельного значення K_Q за відомим значенням інтенсивності наростання тиску рідини при зазначеному режимі роботи гідроприводу

$$K_Q = 0,77 + \left(\frac{\dot{P} - 177}{26,9} \right) \cdot 0,15. \quad (5.40)$$

Таким чином:

- залежність між інтенсивністю наростання тиску і температурою робочої рідини, частотою обертання валу насоса, коефіцієнтом об'ємної подачі при зміні цих факторів в робочому діапазоні носить лінійний характер;

- при зміні температури рідини в діапазоні 318 – 328 К і частоти обертання 173 – 178 с⁻¹ вплив їх на інтенсивність наростання тиску незначний.

5.6.4 Кваліметрія гідроприводу навісної системи трактора за технічним станом елементів

Досвід експлуатації сільськогосподарських тракторів показує, що основним джерелом різноманітних пошкоджень і порушень норм функціонування агрегатів є процеси поступової зміни параметрів, що визначають їх технічний стан. Прийнятий розподіл відмов на раптові і поступові в певній мірі є умовним, оскільки при експлуатації всякій стрибкоподібній зміні параметра передують процеси поступових змін деяких фізичних величин. Поява раптової відмови визначається в значній мірі відсутністю інформації про поступові відмови, що в певній мірі пояснюється великою періодичністю діагностування агрегатів тракторів, зокрема гідроприводу навісної системи (ГНС). У зв'язку з цим можна вважати, що

стан ГНС є цілком певною функцією часу, оскільки мають місце зміни в часі визначальних параметрів, до яких відносяться витік в гідроагрегатах і тиск спрацювання клапанів [5].

Зміни визначаючих (найбільш функціонально значущих) параметрів можуть призвести до ситуації, коли значення одного з них вийде за межі рівня x_i^{**} ($i=1,2,3,\dots,k$), що ототожнюється з появою відмови, тобто порушення нормального функціонування ГНС. При досягненні параметром допустимого рівня x_i^* , тобто при попаданні реалізації параметра в межі допуску попередження $x_i^* \leq x_i \leq x_i^{**}$, виникає несправність.

Інтенсивність погіршення параметрів технічного стану конкретного елемента може бути величиною постійною або змінюватися в часі, безперервною або дискретною. При цьому, аналіз погіршення стану однойменних вузлів агрегатів в реальних умовах експлуатації показав значне розсіювання величин інтенсивностей погіршення параметрів при однаковому напруженні. Це пояснюється впливом різних факторів: якості ремонту, технічного обслуговування, якості виготовлення, режиму експлуатації, кліматичних умов та інших.

Так як працездатність гідроприводу є функцією декількох параметрів технічного стану, що мають власні закони розподілу часу перетину реалізації даних параметрів з допустимими рівнями $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$, ..., $\varphi_k(t)$, отже інтенсивність виникнення несправності гідроприводу навісної системи має широкий інтервал варіювання, а щільність розподілу часу виникнення несправності $\varphi_\Sigma(t)$ наближається до рівномірної. Ця щільність може бути визначена за допомогою суперпозиції розподілів за вираженням:

$$\varphi_\Sigma(t) = c_1\varphi_1(t) + c_2\varphi_2(t) + \dots + c_k\varphi_k(t); \quad (5.41)$$

де $c_1, c_2, \dots, c_k$, – коефіцієнти ваги, що враховують вплив різних складових.

Такий стан вимагає примусового контролю технічного стану гідроприводу для своєчасного виявлення і усунення несправності і зниження ймовірності появи раптових відмов. Застосування стратегії технічного обслуговування за технічним станом з параметричним контролем дозволить підвищити якість функціонування за рахунок зниження простою через раптові відмови і виконання тільки необхідних профілактичних робіт.

Аналіз пристосованості ГНС до кваліметрії технічного стану показав, що найбільш раціональним видом кваліметрії ГНС є дискретний контроль з підключенням на час діагностування індикатора технічного стану, що дозволяє отримувати достовірну інформацію про технічний стан з мінімальною трудомісткістю контролю.

Кваліметрію ГНС, яка обслуговується за технічним станом з дискретним параметричним контролем, доцільно проводити за допомогою математичної моделі функціонування гідроприводу. Для побудови цієї моделі рекомендується використовувати метод квантування і марковської апроксимації випадкових процесів параметрів [5], що визначають технічний стан ГНС. Сутність даного методу полягає в тому, що за допомогою

квантування за рівнем випадкової функції, що характеризує зміну в часі визначального параметра, реальний процес погіршення якості і процес технічного обслуговування моделюють марковським дискретним процесом.

Процес експлуатації гідроприводу навісної системи, яка обслуговується за технічним станом з дискретним контролем параметрів, можна описати за допомогою графу станів (рис. 5.16).

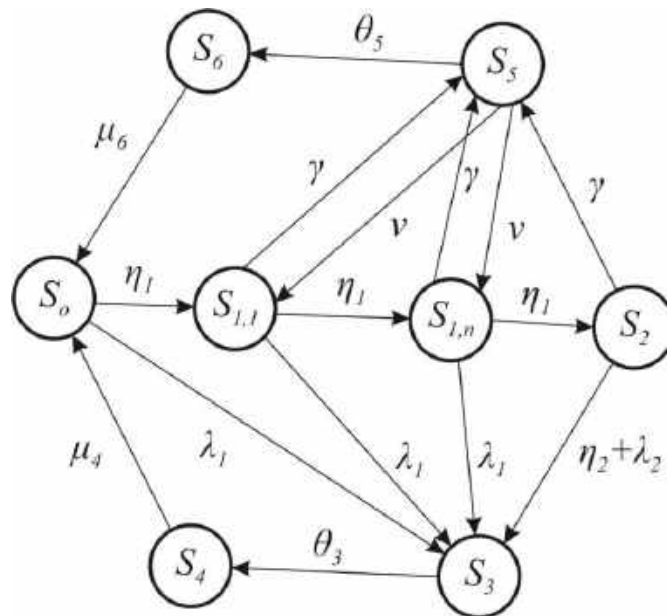


Рис. 5.16 - Граф станів гідроприводу, що обслуговується за станом

Справа система (стан S_0) експлуатується в певних умовах, при цьому параметри технічного стану погіршуються з інтенсивністю η_1 . У певний момент часу, що відповідає стану $S_{1,1}$, відбувається перша кваліметрія технічного стану. Час першої кваліметрії T_1 визначається з умови заданого рівня безвідмовної роботи. Кількість перевірок n технічного стану відповідних станів $S_{1,1}, S_{1,2}, \dots, S_{1,n}$ безпосередньо залежить від інтенсивності погіршення технічного стану гідросистеми, яка виражається в інтенсивності зміни параметрів, що визначають її технічний стан. Крім того кількість кваліметричних перевірок n залежить від періодичності діагностування τ . Вважаючи, що зміна визначальних параметрів може з певною точністю бути апроксимована лінійною залежністю, кількість кваліметричних перевірок можна визначити за виразом:

$$n = \frac{x_H - x^*}{\eta_1 \tau} - \frac{t_1}{\tau} \quad (5.42)$$

Зі станів $S_{1,1}, S_{1,2}, \dots, S_{1,n}$ система переходить в стан контролю технічного стану S_5 з інтенсивністю переходу γ . Після кваліметрії системи з інтенсивністю v , в залежності від діагнозу, гідропривод продовжують експлуатувати, якщо величина визначального параметру менше допустимого $x_i < x_i^*$.

$$P_i(t) = \sum_{m=0}^{n+5} C_{im} e^{-\alpha_m t}, \quad i = \overline{0, n+5}, \quad (5.44)$$

де C_{im} – функції інтенсивностей переходів;

α_m – характеристичні числа матриці інтенсивностей переходів.

Однак, у більшості випадків необхідним є отримання характеристик якості функціонування в сталому режимі експлуатації системи. Для цього визначаємо граничні ймовірності станів P_i

$$\sum_{i=0}^{n+5} P_i = 1; \quad P'_i(t) = 0. \quad (5.45)$$

Кількісні показники якості функціонування в сталому режимі: коефіцієнт готовності K_r , коефіцієнт відновлення K_v , коефіцієнт простою на профілактиці K_p , коефіцієнт використання $K_{\text{вик}}$ – визначаються з виразів

$$\begin{aligned} K_r &= P_0 + P_5 + \sum_{i=1}^n P_{1,i}; \\ K_v &= P_4; \\ K_p &= P_6; \\ K_{\text{вик}} &= 1 - (P_3 + P_4 + P_5 + P_6). \end{aligned} \quad (5.46)$$

Приклад реалізації

Необхідно визначити кількісні показники якості функціонування в сталому режимі експлуатації гідроприводу навісної системи, яка обслуговується за технічним станом з дискретним контролем визначального параметра – коефіцієнта об'ємної подачі x . Відомі інтенсивності переходів, а також номінальне значення визначального параметра $x_n=0,9$, допустиме $x_g=0,65$, граничне $x_p=0,6$. Час першої перевірки дорівнює 1000 мотогодин напрацювання трактора, періодичність кваліметрії 200 мотогодин. Кількість перевірок, визначених за формулою (5.45), – 3.

Розв'язання системи рівнянь (5.46) з урахуванням додаткових умов (5.46) дає можливість отримати ймовірності станів гідроприводу (табл.5.5)

Таблиця 5.5

Параметри графу станів гідронавісної системи трактора

Інтенсивність переходів, 1/год.										Ймовірності станів									
η_1	λ_1	η_2	λ_2	γ	μ_4	μ_6	ν	θ_3	θ_5	P_0	$P_{1,1}$	$P_{1,2}$	$P_{1,3}$	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	
0,0002	0,0004	0,0004	0,0008	0,005	0,1	1	10	0,05	1	0,8005826	0,0788614	0,0530857	0,0521651	0,0016827	0,0090439	0,0045219	0,0000281	0,0000281	

За залежностями визначені основні кваліметричні показники якості функціонування гідроприводу навісної системи трактора у сталому режимі експлуатації: $K_r=0,984$; $K_v=0,005$; $K_p=3 \cdot 10^{-5}$; $K_{\text{вик}}=0,986$.

Таким чином кваліметричне оцінювання гідроприводу навісної системи трактора, яка обслуговується за станом з дискретним параметричним

контролем, можна проводити за допомогою моделі функціонування, побудованої з використанням методу квантування і марковської апроксимації як в усталеному режимі, так і в перехідному.

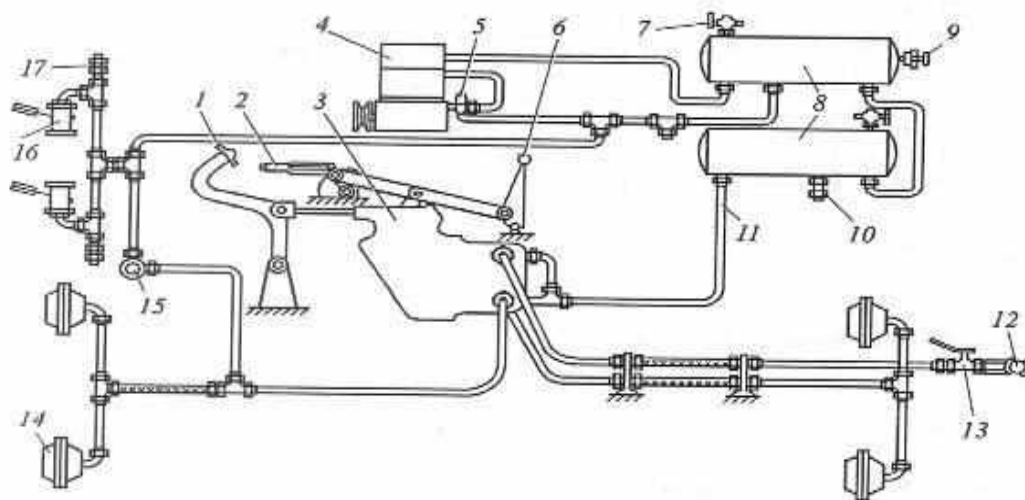
5.7 Кваліметрія гальмівного керування трактора

Кваліметрія гальмівного керування (ГК) трактора передбачає оцінювання його якості за ефективністю гальмування. Під час випробувань формується алгоритм кваліметрії гальмівного керування за нестабільних параметрів технічного стану його елементів.

5.7.1 Компоновка гальмівного керування трактора

На тракторах високої потужності застосовують барабанні гальма з пневматичним приводом (рис. 5.17), у якому зусилля передається стисненим повітрям, що дозволяє розвивати великі гальмові сили за невеликого зусилля на педалі гальма.

Пневматична гальмівна система працює так. При натисканні на педаль гальма 1 повітря, що нагнітається компресором 4 у повітряні балони 8, через гальмівний кран 3 подається в гальмові камери 14 трактора. Шток гальмової камери 14, переміщуючись, повертає розтискний кулак колісного гальма і притискає гальмівні колодки до барабана. Тиск у гальмових камерах 14 та інтенсивність гальмування залежать від переміщення педалі гальма 1. Для забезпечення пропорційності тиску повітря в гальмових камерах 14 від зусилля на педалі 1 у гальмівному приводі встановлюють гальмівний кран 3, що виконує функції механізму слідкування.



- 1 – педаль гальма; 2 – важіль ручного гальма; 3 – гальмівний кран;
4 – компресор; 5 – редуктор тиску; 6 – важіль гальма причепа;
7 – зливний кран; 8 – повітряні ресивери; 9 – кран відбирання повітря;
10 – захисний (запобіжний) клапан; 11 – повітропровід;
12 – сполучна головка; 13 – роз'єднувальний кран; 14 – гальмова камера;
15 – манометр; 16 – склоочисник; 17 – кран склоочисника

Рис. 5.17 - Схема пневматичної системи гальмівного керування

Гальмівне керування трактора повинно розвивати високий гальмівний момент і здійснювати плавне гальмування. Для колісних тракторів без тяги на гаку гальмівні моменти на передній і задній осях знаходять із умови розподілу вертикальних навантажень на осі за збереження стійкості гальмування. Для цього задня вісь повинна загальмовуватись раніше передньої.

Максимальний гальмівний момент визначається за залежністю

$$M_{T \max} = \frac{\varphi_{\max} r_d F_{1,2} \eta_k}{z u_T}, \quad (5.47)$$

де $\varphi_{\max}$ – максимальний коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею;

r_d – динамічний радіус колеса;

F_1, F_2 – максимально-можливі гальмівні сили, що діють на передні і задні колеса, відповідно, Н;

z – кількість гальмівних механізмів, що одночасно працюють;

u_t – передаточне число від гальмівного механізму до ведучого колеса трактора.

Сили

$$F_1 = \phi \lambda_1 G_1; F_2 = \phi \lambda_2 G_2, \quad (5.48)$$

де λ_1, λ_2 – коефіцієнти перерозподілу ваги трактора за осями;

$G_1 G_2$ – вага трактора, що доводиться на передню і задню вісь в статичному стані на горизонтальній ділянці, відповідно, Н.

Коефіцієнти

$$\lambda_1 = \cos \alpha + \frac{F_e h}{b G}; \lambda_2 = \cos \alpha - \frac{F_e h}{b G}, \quad (5.49)$$

де α – кут ухилу опорної поверхні, град;

$F_e = m(dv/dt)$ – сила гальмування, що залежить від інтенсивності гальмування, Н;

m – маса трактора, кг;

h – висота центру мас, кг;

b – відстань від задньої вісі до центру мас, м;

v – швидкість сповільнення, м/с.

5.7.2 Забезпечення необхідної ефективності гальмування

Розподіл гальмівних сил між осями чинить значний вплив на ефективність гальмування і курсову стійкість трактора. Більшість вітчизняних колісних тракторів має гальма тільки на задній вісі. Поява колісних тракторів з шарнірно-зчленованою рамою, що мають колісну формулу 4х4, визначила доцільність загальмовування усіх коліс. Ці трактори мають, як правило, зміщений до передньої вісі центр мас і загальмовування задніх коліс за неправильно вибраного розподілу гальмівних сил між осями може привести до заносу трактора при гальмуванні.

Зробимо аналізування доцільності встановлення гальмівних механізмів тільки на колесах однієї вісі або необхідності їх встановлення на усі колеса залежно від положення центру мас трактора.

При установці гальм на одну вісь машини повинна виконуватися умова

$$[j_{уст}] \leq m_x \varphi'' g, \quad (5.50)$$

де $[j_{уст}]$ – середнє усталене сповільнення, що регламентоване діючими стандартами [5], $[j_{уст}] = 3,5 \text{ м/с}^2$;

φ'' – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею, що відповідає умовам проведення випробувань $\varphi'' = 0,8$;

m_x – коефіцієнт використання зчіпної ваги.

Коефіцієнт використання зчіпної ваги при гальмуванні

$$m_x = \begin{cases} \frac{e/L}{1 \mp \varphi'' \cdot h/L} & \text{– гальма лише на передній} \\ & \text{вісі;} \end{cases} \quad (5.51)$$

$$\begin{cases} \frac{a/L}{1 \pm \varphi'' \cdot h/L} & \text{– гальма лише на задній} \\ & \text{вісі.} \end{cases} \quad (5.52)$$

У формулах (5.51) і (5.52) верхні знаки стосуються випадку гальмування на прямому ході, а нижні – на задньому. Необхідність оцінювання гальмівних властивостей тракторів на задньому ході пов'язана з тим, що в даний час, багато тракторів мають реверсивну трансмісію.

Нерівність (5.50) з урахуванням (5.51) і (5.52) буде мати вид для випадку встановлення гальм тільки на передню вісь

$$\frac{e}{L} \geq \frac{[j_{уст}]}{\varphi'' g} \cdot \left(1 \mp \varphi'' \frac{h}{L} \right). \quad (5.53)$$

Для випадку встановлення гальм тільки на задню вісь

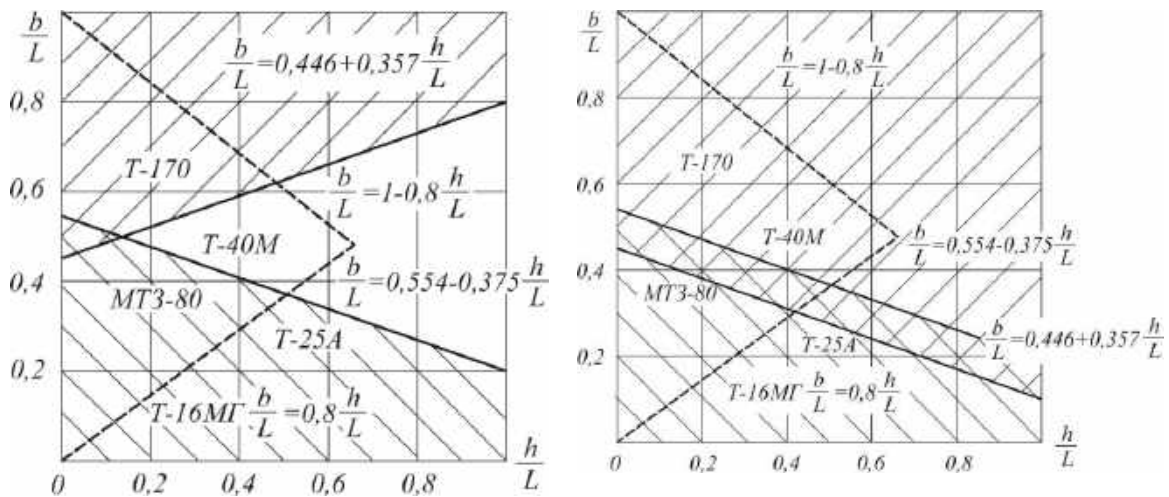
$$\frac{a}{L} \leq 1 - \frac{[j_{уст}]}{\varphi'' g} \cdot \left(1 \pm \varphi'' \frac{h}{L} \right). \quad (5.54)$$

Після визначення числових значень величин $[j_{уст}]$; φ'' ; g вирази (5.108) і (5.109) можна записати відповідно

$$\frac{e}{L} \geq 0,446 \mp 0,357 \frac{h}{L}, \quad (5.55)$$

$$\frac{a}{L} \geq 0,554 \mp 0,357 \frac{h}{L}. \quad (5.56)$$

Нерівності (5.55) і (5.56) інтерпретуються зонами, що лежать вище або нижче за відповідні прямі на рис. 5.18 а, б.



а – для тракторів, що працюють на реверсі;
 б – для тракторів, що не мають реверса;
 ▨ – достатньо загальмовувати лише задню вісь;
 ▩ – достатньо загальмовувати лише передню вісь
 Рис. 5.18 - Зони можливого встановлення гальм
 лише на одну вісь трактора або необхідності встановлення
 на усі вісі

Якщо трактор, що проектується, має реверсивну трансмісію, то права частина виразу (5.4) повинна бути максимальна, а права частина виразу (5.55) – мінімальна. Тому у виразі (5.54) необхідно узяти знак плюс, а у виразі (5.55) – знак мінус. Такій умові відповідають зони, представлені на рис. 5.18 а.

Якщо трактор не призначений для роботи на реверсі, то вирази (5.4) і (5.5) необхідно використовувати з верхніми знаками. Цій умові відповідають зони, представлені на рис. 5.18 б.

При компоновці тракторів із зміщеним до передньої або задньої вісі центром мас можливий відрив задніх або передніх (за гальмування на задньому ходу) коліс. Умова відриву коліс

$$\frac{e}{L} \geq 1 - \varphi \frac{h}{L} \quad \text{– на прямому ходу;} \quad (5.57)$$

$$\frac{\hat{a}}{L} \leq \varphi \frac{h}{L} \quad \frac{\hat{a}}{L} \leq \varphi \frac{h}{L} \quad \text{– на задньому ходу} \quad (5.58)$$

На рис. 5.18 нанесені лінії, що обмежують зони відриву передніх і задніх коліс за $\varphi = \varphi'' = 0,8$

$$\frac{e}{L} = 1 - 0,8 \frac{h}{L} \quad \text{– на прямому ходу;} \quad (5.59)$$

$$\frac{e}{L} = 0,8 \frac{h}{L} \quad \text{– на задньому ходу.} \quad (5.60)$$

Аналіз положення центрів мас відомих моделей тракторів показує, що трактори Т-40 М і Т-25 А, які мають гальма тільки на задній вісі, не можуть реалізувати сповільнення понад $3,5 \text{ м/с}^2$. Показники ефективності гальмування цих машин знаходяться на межі допустимого. У трактора Т-25 А і самохідного шасі Т-16 МГ можливий відрив передніх коліс за гальмування на задньому ході.

При роботі трактора у складі потягу відбувається перерозподіл вертикальних реакцій між колесами окремих ланок. У зв'язку з цим необхідно уточнити запропоновані рекомендації.

Розглянемо тракторний потяг у складі трактора і двовісного причепа. В роботі [5.18] показано, що сповільнення цього потягу буде рівне

$$j_{\Pi} = \frac{j_{\text{Т}} + \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{Т}}} \cdot j_{\text{пр}}}{1 + \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{Т}}}}, \quad (5.61)$$

де $G_{\text{пр}}$, $G_{\text{Т}}$ – вага причепа і трактора, відповідно;

$j_{\text{Т}}$, $j_{\text{пр}}$ – сповільнення трактора і причепа (парціальні), відповідно.

Для дволанкового тракторного потягу величина $G_{\text{пр}}/G_{\text{Т}} \approx 2$. Середнє стале уповільнення тракторного потягу повинно бути не менше $4,4 \text{ м/с}^2$. Якщо сповільнення трактора $j_{\text{Т}} = [j_{\text{уст}}] = 3,5 \text{ м/с}^2$, то необхідне парціальне уповільнення причепа $j_{\text{пр}}$ повинне бути

$$j_{\text{пр}} \geq j_{\Pi} \cdot \left(1 + \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{Т}}}\right) - \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{Т}}} \cdot j_{\text{Т}}. \quad (5.62)$$

Підставляючи чисельні значення величин у вираз (5.117), одержимо $j_{\text{пр}} \geq 4,85 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт використання зчіпної ваги двовісного причепа повинен бути в цьому випадку

$$m_{\text{х}}^{\text{пр}} \geq \frac{j_{\text{пр}}}{\varphi'' g}. \quad (5.63)$$

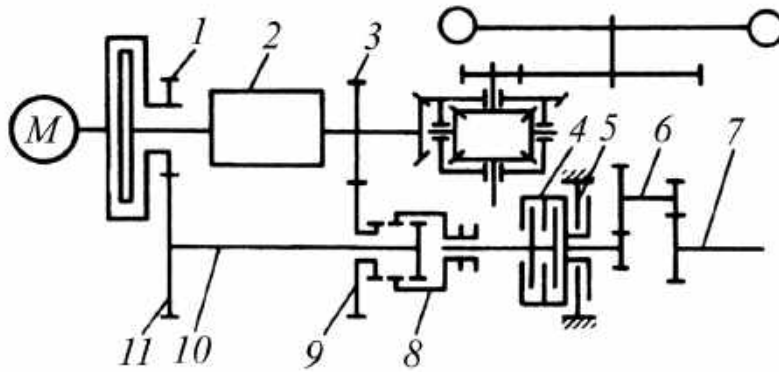
Після підстановки чисельних значень $j_{\text{пр}}$, φ , g , одержимо $m_{\text{х}}^{\text{пр}} \geq 0,618$. Таким чином, забезпечуючи коефіцієнт використання зчіпної ваги причепа $m_{\text{х}}^{\text{пр}}$ не нижче $0,618$, можна виконати вимоги щодо ефективності гальмування дволанкового тракторного потягу у складі трактора і двовісного причепа.

5.8 Кваліметрія системи відбору потужності трактора

Система відбору потужності призначена для відбору потужності від двигуна трактора і приводу в дію активних робочих органів навісних, причіпних і стаціонарних машин і знарядь. При випробуваннях системи відбору потужності формується алгоритм кваліметрії за оцінкою її працездатності, причому пріоритетність при цьому віддана динамічним навантаженням як найбільш значущим функціональним параметрам.

5.8.1 Компонування системи відбору потужності

Основою системи відбору потужності є вали відбору потужності (ВВП), які за принципом дії поділяються на незалежні, частково незалежні, залежні і синхронні, а за розташуванню на тракторах – на задні, передні і бічні. Найбільш перспективні ВВП, що працюють в незалежному і синхронному режимах (рис. 5.19).



1, 3, 8, 9, 11 – зубчасті колеса; 2 – коробка передач; 4 – фрикційна муфта; 5 – гальмо;
6 – редуктор; 7 – хвостовик; 10 – вал

Рис. 5.19 - Схема двохшвидкісного незалежного і синхронного ВВП

синхронний ВВП. Фрикційна муфта 4 дозволить включати як незалежний, так і синхронний ВВП. Для отримання зниженої частоти обертання 540 хв^{-1} для незалежного і 3,3...3,5 оберти на 1 м шляху для синхронного ВВП шестерня на змінному хвостовику 7 входить в зачеплення із задніми зубчастими вінцями сателітів планетарного редуктора 6. Обертання в цьому випадку передається через його шестерні. Підвищення частота обертання 1000 хв^{-1} для незалежного і 6,1...6,5 обертів на 1 м шляху для синхронного ВВП забезпечується, якщо заблокувати редуктор 6. Це досягається установкою шліцьового кінця змінного хвостовика в шліцьовий отвір ведучого зубчатого колеса редуктора 6. Для зупинки хвостовика ВВП служить гальмо 5, що включається тільки після виключення фрикційної муфти 4. Передавальне число редуктора ВВП визначається з умови отримання заданих частот обертання:

$$u_{p.v} = \frac{n_{B.B}}{n_{B.H}} = \frac{1000}{540} = 1,85, \quad (5.64)$$

де $n_{B.B}$ і $n_{B.H}$ – вища і нижча частота обертання хвостовика ВВП.

Передавальне число приводу незалежного ВВП (пари зубчатих коліс 1 і 11), при якому не потрібна додаткова знижуюча передача

$$u_{p.v} = \frac{n_H}{n_{B.B}} = \frac{n_H}{1000}, \quad (5.65)$$

де n_H – номінальна частота обертання валу двигуна.

Обертання валу даного ВВП передається від двигуна через зубчасте колесо 1 і 11, а від вторинного валу коробки передач 2 – через колесо 8 і 9. При з'єднанні зубчастої муфти 8 із зубчастим вінцем валу 10 включається незалежний ВВП, а із зубчастим вінцем шестерні 9 –

Цей привод може містити не одну, а три пари зубчатих коліс (для отримання заданого напрямку обертання), якщо відстань між осями колінчастого валу і хвостовика ВВП значна. Привод розміщується також у відсіку заднього моста.

Щоб забезпечити отримання двох необхідних частот обертання синхронного ВВП (3,3...3,5 і 6,1...6,5 обертів на 1 м шляху) при вибраних передавальних числах $u_{з.м}$ заднього моста і $u_{р.в}$ редуктора ВВП, передавальне число $u_{р.с}$ пари зубчастих коліс 3 і 9 приводу синхронного ВВП розраховують за формулою

$$u_{р.с} = \frac{2\pi r_k n_{в.н} u_{р.в}}{u_{з.м}}, \quad (5.66)$$

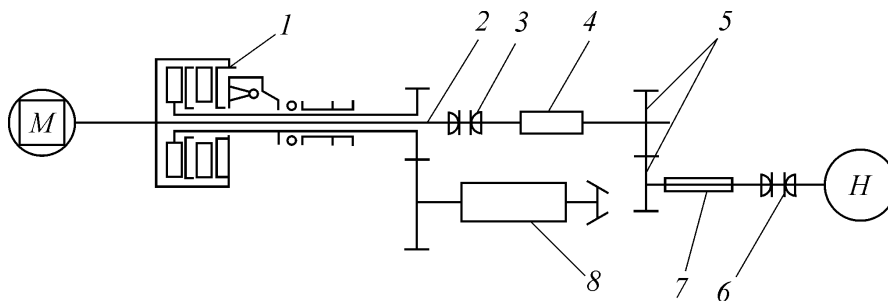
оскільки

$$n_{в.в} = n_{в.н} u_{р.в}. \quad (5.67)$$

Від зубчастих коліс 11 і 9 можна забезпечити привод переднього ВВП відповідно незалежний і синхронний. Якщо при цьому встановити рухому каретку для почергового включення або незалежного, або синхронного ВВП, а на виході – двохшвидкісний редуктор, то передній ВВП принципово нічим не стане відрізнятися від заднього і задовольнятиме тим же вимогам, що і задній.

Наведена на рис. 5.19 схема при відносній її простоті задовольняє практично всім вимогам, що пред'являються до заднього ВВП. Її можна видозмінити в залежності від типу трансмісії і компоновальної схеми трактора. Однак для отримання двох частот при включенні як незалежного, так і синхронного приводів обертання повинне передаватися через фрикційну муфту і редуктор ВВП.

На тракторах серії ХТЗ-160 і ХТЗ-170 встановлюється незалежний ВВП, який характеризується значною довжиною компоновальної бази привода між двигуном (М) та активними робочими органами сільськогосподарських машин (навантаження Н) (рис. 5.20).



- 1 – муфта зчеплення; 2, 7 – вали; 3, 6 – карданна передача;
4 – редуктор ВВП; 5 – зубчаста пара редуктора ВВП;
8 – коробка передач

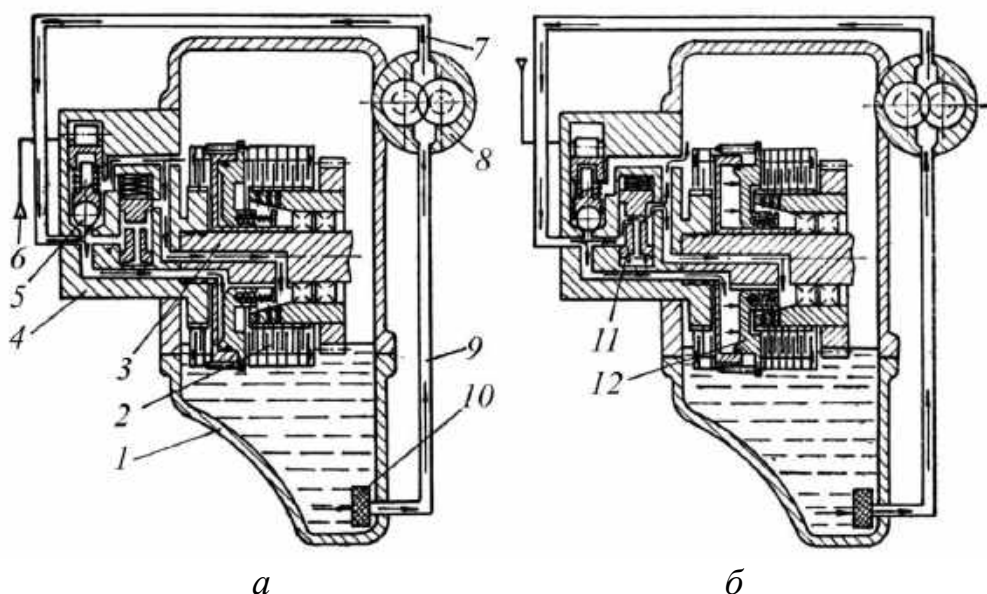
Рис. 5.20 - Кінематична схема незалежного ВВП

Даний ВВП має автономну гідравлічну систему (рис. 5.21).

Взаємодія елементів гідравлічної системи ВВП наступна:

– важіль 6 знаходиться в задньому крайньому положенні – гідропідтискна муфта виключена. Робоча рідина, що засмоктується насосом 8 з піддону 1 редуктора ВВП, через сітчастий фільтр 10 і всмоктуючий маслопровід 9 по нагнітаючому маслопроводу 7 подається до свердлення в кришці 4, заповнює систему і через клапан 5 плавного включення поступає до центрального отвору вторинного валу 3 редуктора для змащування дисків 2 гідропідтискної муфти і на злив;

– важіль 6 знаходиться в крайньому передньому положенні та упирається в регулювальний гвинт – гідропідтискна муфта включена. Клапан 5 плавного включення замкнутий, тиск робочої рідини під поршнем зростає, поршень 12 муфти рухається і затискає диски 2, включаючи муфту. Тиск робочої рідини в муфті підтримується перепускним клапаном 11. Надлишок робочої рідини, відкриваючи перепускний клапан, йде на змащування дисків і злив. Робочий тиск повинен знаходитися в межах $9,5\text{--}10\text{ кгс/см}^2$.



а – гідропідтискна муфта виключена; б – гідропідтискна муфта включена; 1 – піддон редуктора; 2 – диски гідропідтискної муфти; 3 – вторинний вал; 4 – кришка з клапанами; 5 – клапан плавного включення; 6 – важіль; 7 – нагнітаючий маслопровід; 8 – насос; 9 – всмоктуючий маслопровід; 10 – сітчастий фільтр; 11 – перепускний клапан; 12 – поршень

Рис. 5.21 - Схема взаємодії елементів гідросистеми ВВП

Для зміни числа обертів приводного валу замінюють дві шестерні. Основна пара шестерень, встановлена в редукторі, забезпечує 1025 хв^{-1} вихідного валу, а додаткова, що прикладається в ЗИП, – 560 хв^{-1} . При режимі 1025 хв^{-1} допускається повна передача потужності двигуна, а при режимі 560 хв^{-1} – до 60%.

Загальні вимоги до ВВП. В міру зростання енергонасиченості тракторів значення систем відбору потужності зростає, оскільки, з одного боку, зменшується частка потужності, яка може бути реалізована на тягу по зчепленню рушіїв з ґрунтом, а з іншого – збільшується число машин з

активними робочими органами, оскільки такі машини забезпечують кращу якість обробки ґрунту. Крім того, сучасні трактори широко експлуатують в різних областях сільськогосподарського виробництва і в різних регіонах. Їх можна агрегатувати з сільськогосподарськими машинами як вітчизняного, так і закордонного виробництва.

Тому вимоги до ВВП повинні бути загальними як для вітчизняних тракторних заводів, так і для закордонних фірм. В нашій країні вимоги до ВВП (розміри шліц, місце розташування хвостовика заднього ВВП, розміщення переднього ВВП та ін.) регламентовані ДСТУ ISO 500-1:2012, ДСТУ ISO 500-3:2012 та ДСТУ ISO 8759-1:2007.

По розташуванню переднього ВВП є також рекомендації ASAE P333.1, які повинні враховуватися при поставках тракторів на експорт.

Вибір схеми ВВП визначається призначенням, компоновальною схемою трактора, типом і компоновальною схемою трансмісії, а також положенням осі колінчастого валу двигуна відносно регламентованої зони розташування хвостовика ВВП.

5.8.2 Визначальний параметр стану ВВП. Алгоритм кваліметрії

Оцінка якості функціонування ВВП за результатами аналізу несправностей і відмов тракторів серії ХТЗ-170 при напрацюванні в рядовій експлуатації 6000 мотогодин виконана по визначальному (найбільш значному) параметру визначеним за відомою методикою [5]. При цьому відзначені наступні несправності і відмови (рис. 5.44):

– за видами: зниження переданої потужності ВВП (ЗП); не працює ВВП при включенні (НП); шум і стукіт редуктора ВВП (ШР); підвищення температури редуктора ВВП (ПТ); зниження тиску рідини гідроприводу редуктора ВВП (ТР); інші несправності (ІН), до яких віднесені механічні пошкодження, порушення регулювання, засмічення гідроклапанів и т.д. ;

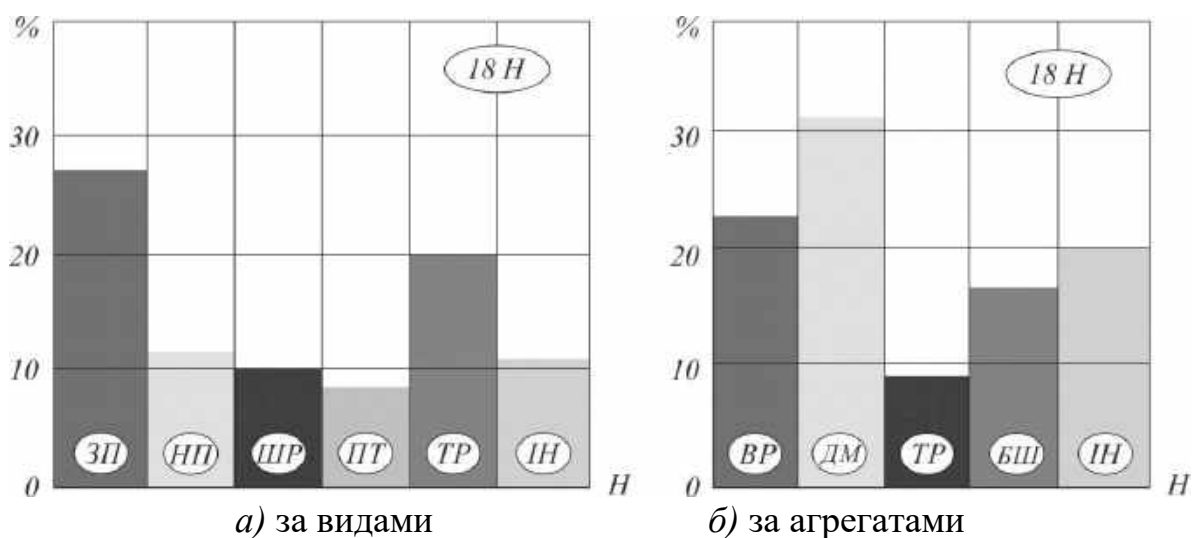


Рис. 5.23 - Розподіл % несправностей (Н) валу відбору потужності тракторів серії ХТЗ-170

– по агрегатам: злам веденого вала редуктора ВВП (ВР); спікання, викривлення дисків гідропідтисних муфт (ДМ); тріщини редуктора ВВП (ТР); зріз болтів веденої шестерні редуктора ВВП (БШ); інші несправності (ІН), до яких віднесено злам важеля включення ВВП, руйнування корпусу ущільнення веденого вала і т.д.

Аналіз несправностей тракторів серії ХТЗ-170 за 6000 мотогодин роботи в експлуатації показав, що найбільшу кількість несправностей відзначено внаслідок зниження переданої потужності ВВП. Це є наслідком в основному (за рис. 5.23) підвищеного зносу дисків гідропідтисних муфт, зниженого тиску рідини гідроприводів ВВП. Досить висока кількість відмов по зниженню тиску рідини гідроприводу редуктора ВВП внаслідок в основному зниження об'ємного ККД гідронасоса і розрегулювання перепускного клапана. Серед агрегатів трактора найбільша кількість несправностей припадає на спікання і викривлення дисків гідропідтисних муфт і злам веденого вала редуктора ВВП внаслідок нестабільності інерційних навантажень від активних робочих органів сільгоспмашин.

Таким чином, можна вважати, що визначальним параметром стану ВВП, що характеризує його якість, є зниження переданої потужності двигуна на привід активних робочих органів сільгоспмашин. Для підтвердження цього твердження за відомою методикою [5] виконано імовірнісний аналіз діагностичних ваг D_i стану, що характеризують працездатність ВВП за функціональними параметрами K_j , зміна яких вище граничного значення призводить до втрати його працездатності. До параметрів K_j віднесені: максимальна передана потужність (МП), передача потужності без автоколивань і ривків (АР), стабільність обертів вихідного вала (ВВ), плавність розгону активних робочих органів сільгоспмашин (ПР), тривала робота без перегріву (РП) (табл. 5.6).

Аналіз табл. 5.6 показує, що для ВВП тракторів серії ХТЗ-170 визначальним параметром стану є зниження переданої потужності $P(K_j)=0,30$. Даний функціональний показник, що залежить в основному від тиску рідини гідроприводу редуктора ВВП, зносу гідропідтисних муфт, справності системи управління і т.д. покладено в основу алгоритму його кваліметрії. Даний алгоритм базується на відношенні ймовірності P_n несправностей елементів ВВП і часу t_n їх пошуку (табл. 5.7).

Пошук несправностей ВВП тракторів серії ХТЗ-170 починається з несправностей, що мають мінімальне відношення t_n/P_n . У цьому випадку алгоритм кваліметрії ВВП записується у вигляді

$$3Г \rightarrow СУ \rightarrow ВГ \rightarrow ВП \rightarrow ГМ \rightarrow КП.$$

Таким чином, кваліметрію по оцінці якості функціонування ВВП трактора при нестабільному технічному стані його елементів необхідно починати з оцінки засмічення гідрофільтра і закінчуватися визначенням витоків рідини через клапан плавного включення гідроприводу.

Таблиця 5.6

Ймовірнісні ваги ознак для різних станів ВВП

Стан D_i	Функціональний параметр K_j					$P (D_i)$
	МП	АР	ВВ	ПР	РП	
ЗП	0,88	0,25	0,64	0,34	0,12	0,28
НП	0,68	—	—	—	0,35	0,08
ШР	0,75	0,45	0,12	0,54	0,21	0,06
ПТ	0,64	—	—	—	0,45	0,10
ТР	0,74	0,09	0,18	0,34	—	0,15
ІН	0,01	0,04	0,14	0,22	0,08	0,13
ІС	0,02	0,05	0,14	0,28	0,24	0,20
$P(K_j)$	0,30	0,10	0,13	0,24	0,23	1,00

Таблиця 5.7

Ймовірність виникнення (P_n) і час пошуку (t_n) несправностей ВВП тракторів серії ХТЗ-170 по зниженню переданої потужності

Несправності	P_n	t_n , год.	t_n/P_n
Витоки в гідронасосі (ВГ)	0,20	0,25	1,25
Витоки по поршню (ВП)	0,14	0,30	2,14
Витоки клапана плавного включення (КП)	0,08	0,20	2,50
Засмічення гідрофільтра (ЗГ)	0,26	0,10	0,38
Знос гідропідтискних муфт (ГМ)	0,22	0,50	2,27
Розрегулювання системи управління (СУ)	0,24	0,10	0,41

Контрольні питання

1. Що таке кваліметрія моторно-трансмісійної установки і яке її значення в оцінці технічного стану тракторів?
2. Які основні етапи енергетичного оцінювання моторно-трансмісійної установки трактора?
3. Які методи визначення динаміки параметрів двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) використовуються під час прискорених випробувань тракторів?
4. Які основні показники надійності тракторів оцінюються в рамках кваліметрії на початковому етапі їх експлуатації?
5. Як проводиться кваліметрія трансмісії трактора, і які основні аспекти технічного стану враховуються при цьому?
6. Як визначається визначальний параметр стану ВВП (внутрішнього двигуна трактора) в рамках алгоритму кваліметрії, і яке його значення для оцінки технічного стану трактора?

Список використаних джерел

1. Лебедєв А.Т. Монографія «Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів» – Харківська філія УкрНДІПВТ, 2018. – 396 с.
2. Коробко А. І. та ін. Розроблення нестандартизованих технічних засобів для випробувань сільськогосподарських машин та обладнання. *Науково-випробувальні дослідження сільськогосподарської техніки і технологій: розвиток і диверсифікація. Наукове видання. Дослідницьке* : УкрНДІПВТ ім. Леоніда Погорілого, 2018. С. 32–43.
3. Експериментально-аналітичний метод вимірювання кута поперечної статичної стійкості колісних машин / Коробко А. І. та ін. *Перспективні технології та прилади. Збірник наукових праць*. 2016. № 9 (2). С. 49-52.
4. Коробко А. І., Подригало М. А., Шуляк М. Л. Експрес-метод випробувань агрегатів і вузлів приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2017. № 2 (9). С. 107–112.
5. Коробко А. І., Лебедєв С. А., Козлов Ю. Ю. Нормативне і методичне забезпечення випробувань сільськогосподарських машин. Стан і перспективи. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал*. 2017. № 9. С. 42–49.
6. Korobko, A., Podrigalo, M., Bogomolov, V., Abramov, D., Tarasov, Y., Kholodov, M., Shein, V., Tkachenko, A., Efimchuk, V. “Increasing Energy Efficiency and Improving Dynamic Properties through Improved Vehicle Design Methods,” *SAE Technical Paper*. 2022-01-5076, 2022, doi: 10.4271/2022-01-5076
7. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання / А. Лебедєв та ін. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 2 (7). С. 4–8.
8. Лебедєв А. Т., Шуляк М. Л., Холодов А. П. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія «Автомобіле-та

тракторобудування» 2022. № 1. С. 67 – 72. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.08

9. Lebedev A, Shuliak M, Khalin S, Lebedev S, Szwedziak K, Lejman K, Niedbała G, Łusiak T. Methodology for Assessing Tractor Traction Properties with Instability of Coupling Weight. *Agriculture*. 2023; 13(5):977. <https://doi.org/10.3390/agriculture13050977>

10. Коробко А. І. Науково-методологічні основи забезпечення якості тракторів на стадіях постановки на виробництво та експлуатації з використанням методу парціальних прискорень: дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02. Харків, 2023. 375 с.

Шуляк Михайло Леонідович
Лебедєв Анатолій Тихонович
Батюк Людмила Миколаївна

КВАЛІМЕТРІЯ ВИПРОБУВАНЬ ТРАКТОРІВ

Конспект лекцій

Суми, РВВ, Сумський національний аграрний університет,
вул.Г.Кондратьєва,160

Підписано до друку: червень, 2024 р. Формат А5: Гарнітура Times New
Roman

Тираж: 100 примірників Замовлення _____ Ум. друк. арк.
