

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту імені М.П. Момотенка

Руслан ШАТРОВ

(підпис)

(ПІБ)

« ____ » _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Розробка технічного контролю двигунів тракторів в ТОВ «Мрія»
Київської області»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.т.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Надточій Олександр Васильович

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Погосян Валерій Артурович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет Механіко – технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Технічного сервісу та
інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

К.Т.Н., доцент Шатров Р.В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Погосяну Валерію Артуровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра «Розробка технічного контролю двигунів
тракторів в ТОВ «Мрія» Київської області»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «01» травня 2026 р. № 1612 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Матеріали первинного бухгалтерського
обліку, _____ нормативно – методичні матеріали, науково – технічна література

Перелік питань, які потрібно розробити:

1. Характеристика господарства ТОВ «Мрія» Київської області
2. Аналіз причин та факторів зниження надійності сільськогосподарських агрегатів
3. Теоретичне обґрунтування параметрів системи та пристроїв повітряної підготовки в
дизельних двигунах тракторів
4. Розробка конструкції пристрою для перевірки фільтрів ДВЗ
5. Економічний ефект від застосування пристрою повітряпідготовки двигунів трактора
6. Охорони праці при обслуговуванні сільськогосподарської техніки

Перелік графічних документів: Презентація на 12 слайдів

Дата видачі завдання «26» травня 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____

(підпис)

Надточій О.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Погосян В.А.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломного проєкту бакалавра викладена на 76 сторінках тексту з ілюстраціями. До записки додається графічний матеріал, який складається із презентації 13 слайдів.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), технічний контроль, повітряпідготовка, фільтрація повітря.

В першому розділі проведено аналіз господарювання в ТОВ «Мрія» Київської області.

В другому розділі наведено аналіз причин та факторів зниження надійності сільськогосподарських агрегатів.

В третьому розділі проведено теоретичне обґрунтування параметрів системи та пристроїв повітряної підготовки в дизельних двигунах тракторів. Теоретичні передумови підвищення надійності та ефективності функціонування дизельних двигунів тракторів на основі модернізації системи живлення

В четвертому розділі розрахунок розробки конструкції пристрою для перевірки фільтрів двигунів внутрішнього згорання

В п'ятому розділі виконано економічний розрахунок від застосування пристрою повітряпідготовки двигунів трактора.

В шостому розділі проаналізовано заходи з організації охорони праці в ТОВ «Мрія» Київської області.

ЗМІСТ

	Стор.
РЕФЕРАТ	3
ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	6
 РОЗДІЛ 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ГОСПОДАРСТВА ТОВ	
«МРІЯ» КИЇВСЬКОЇ ОБЛАСТІ.....	8
1.1. Короткі відомості про господарство.....	8
1.2. Структура земельних угідь	9
1.3. Кількісний склад МТП господарства.....	10
 РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ПРИЧИН ТА ФАКТОРІВ ЗНИЖЕННЯ	
НАДІЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ	
АГРЕГАТІВ.....	
	12
2.1. Аналіз стану машино-тракторного парку сільськогосподарських підприємств.....	12
2.2. Аналіз причин та факторів зниження ресурсу тракторних дизельних двигунів.....	15
2.3. Аналіз способів підвищення ефективності функціонування агрегатів тракторів та машин сільськогосподарського призначення.....	18
2.4. Аналіз досліджування причин та факторів зниження ресурсу та підвищення ефективності функціонування дизельних двигунів тракторів.....	23
 РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ	
СИСТЕМИ ТА ПРИСТРОЇВ ПОВІТРЯНОЇ	
ПІДГОТОВКИ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ	
ТРАКТОРІВ.....	
	27

3.1.	Теоретичні передумови підвищення надійності та ефективності функціонування дизельних двигунів тракторів на основі модернізації системи живлення.....	27
3.2.	Конструктивно-технологічна схема влаштування повітропідготовки в дизельних двигунах тракторів.....	32
3.3.	Обґрунтування параметрів влаштування повітропідготовки в дизельних двигунах трактора.....	36

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ

ПЕРЕВІРКИ ФІЛЬТРІВ ДВЗ..... 51

4.1.	Аналіз технологічного процесу та існуючого обладнання.....	51
4.2.	Обґрунтування конструкції пристрою.....	54
4.3.	Розрахунок параметрів запірного клапана.....	56
4.4.	Розрахунок параметрів чутливого елементу пристрою.....	59

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ

ПРИСТРОЮ ПОВІТРЯПІДГОТОВКИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТРАКТОРА..... 61

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ..... 69

ВИСНОВКИ..... 73

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 74

ДОДАТКИ..... 76

ВСТУП

Тенденція розвитку ринку тракторної техніки, що застосовується в агропромисловому комплексі, має впевнене зростання починаючи з 90-х років ХХ століття, і до сьогодні. В даний час на території України показник кількості техніки з дизельним двигуном перевищує 4,1 млн. шт. Водночас підвищується кількість аварійних та резервних дизельних та бензинових агрегатів, що використовуються у сфері сільського господарства. У сільському господарстві широко використовують сільськогосподарську техніку та транспортні машини вітчизняного виробництва, з найпоширенішими дизельними двигунами тракторів. В силу великих економічних витрат постійне оновлення парку тракторів та техніки неможливо.

Неефективність сервісного обслуговування техніки, порушення інтервалів технічного обслуговування, та алгоритмів операцій, що проводяться при технічному обслуговуванні, призводять до того, що 34-40% техніки, що вийшла з ладу на 35...40%, не вичерпали ресурс, закладений у частині її агрегатної бази на заводі-виробнику.

Одним з ключових параметрів ефективного функціонування та використання дизельних двигунів тракторів є правильне утворення паливно-повітряної суміші, що надходить у циліндри двигуна. Від цього параметра залежить якість займання паливної суміші, швидкість та ефективність її згоряння, повнота згоряння у робочому обсязі камери згоряння двигуна. Внести кардинальні зміни в процеси, що відбуваються в двигуні внутрішнього згоряння, практично неможливо, не ускладнивши конструкцію агрегату, але оптимізувати, і знизити втрати руху повітряних потоків методом реалізації систем повітропідготовки - розв'язуване завдання.

Оптимізація руху повітряних потоків за перерізами повітряних магістралей, знизивши тим самим вплив неякісного виготовлення трубопроводів, каверн, технологічних ступенів, що утворюються на шляху руху повітря - це шлях підвищення експлуатаційних, екологічних та економічних показників автотракторних дизельних двигунів. Недоліки впускної системи

докладно описані та розв'язані різними конструктивними схемами без агрегатного динамічного наддуву та різними пристроями повітропідготовки.

Таким чином, обґрунтування параметрів улаштування повітропідготовки дизельних двигунів тракторів, що підвищує показники функціонування сільськогосподарських агрегатів, є важливим народногосподарським завданням.

Мета проєкту - Підвищення показників функціонування сільськогосподарських агрегатів шляхом обґрунтування параметрів улаштування повітропідготовки.

Об'єкт дослідження проєкту – технологічний процес повітропідготовки у двигуні мобільних сільськогосподарських агрегатів.

Предмет дослідження проєкту – закономірності повітропідготовки у двигуні мобільних сільськогосподарських агрегатів.

Задачі дослідження:

1. Провести аналіз господарської діяльності ТОВ «Мрія» Київської області та системи технічного обслуговування машинно-тракторного парку.
2. Проведення аналізу причин та факторів зниження показників функціонування агрегатів.
3. Розробка конструктивно-технологічної схеми влаштування повітропідготовки дизельних двигунів тракторів. Теоретичне обґрунтування та експериментальне уточнення параметрів улаштування повітропідготовки для автотракторних дизельних двигунів.
4. Розробити конструкцію пристрою для перевірки фільтрів дизельних двигунів тракторів.
5. Оцінити техніко-економічний ефект сільськогосподарських агрегатів обладнаних пропонованим пристроєм повітропідготовки.
6. Проаналізувати стан охорони праці в господарстві

РОЗДІЛ 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ГОСПОДАРСТВА ТОВ «МРІЯ» КИЇВСЬКОЇ ОБЛАСТІ

1.1. Короткі відомості про господарство

ТОВ «Мрія» розташоване в селі Блощинці Білоцерківського району. Відстань до районного центру становить 17,7 км, а до обласного центру – міста Києва – 100 км.

Всі бази збуту і постачання розташовані на відстані: цукровий завод – 2 км, маслозавод – 23 км, м'ясокомбінат – 13 км, нафтобаза – 18 км.

Дорожнє сполучення з обласними і центром здійснюється по асфальтованих дорогах. Внутрішньогосподарські шляхи з асфальтованим покриттям. Також існує залізничне сполучення між обласним центром, до залізничної станції відстань становить 14 км.

Господарство розміщене в районі центральної частини правобережної України. Переважає сонячна погода з помірною вологістю та слабкими вітрами.

Середньорічна температура повітря $+7,2^{\circ}\text{C}$. сама низька температура спостерігається в січні – лютому -15° -25°C , найвища в липні – серпні місяцях $+31^{\circ}$ $+38^{\circ}\text{C}$. Середньорічна сума опадів досягає 540 – 600 мм з коливаннями від 300 до 850 мм, більша частина яких випадає в період вегетації, довжина якої становить 135 – 145 днів. Останні весняні заморозки закінчуються в кінці третьої декади квітня, в першій декаді травня, а перші заморозки починаються в третій декаді вересня.

Стійкий сніговий покрив утворюється в другій половині грудня, а руйнується в кінці лютого на початку березня.

Восени і взимку переважають південно-східні вітри, а весною і літом західні та північно-західні вітри. Ґрунти, їх стан являється важливим фактором, який визначає стійкість ведення господарства. Ґрунтовий покрив агрофірми являє собою плоску, широку, слабозмочену рівнину з добре розвинутим мікрорельєфом у формі незначних знижень та підвищень. 97% ґрунтів являються чорноземи, які характеризуються значною чутливістю, 11,2% становлять

чорноземи темно-сірі опідзолені і лише 1,85 малородючі суглинки. Рельєф місцевості – являються важливим фактором впливаючи на стійкість землеробства і землі на схилах відрізняються не стійким температурним режимом.

1.2. Структура земельних угідь

Структура земельних угідь ТОВ «Мрія» Київської області представлена в табл. 1.1.

Таблиця 1.1.

Динаміка структури земельних угідь

Види земельних угідь	Площа, га
Загальна земельна площа	2348
Всього сільськогосподарських угідь	1926
Із них: рілля	1714
багаторічні насадження	56
сіножаті	37
пасовища	22
для садівництва	153
ліси	15
ставки	24
Землі у користуванні громадян, з них: для господарства	365

Як видно з таблиці 1.1 найбільша площа земельних угідь знаходиться під сільськогосподарськими культурами. Значну площу також займають присадибні ділянки.

Таблиця 1.2.

Дані посівних площ

Назва культур	Площа, га
1. Зернові культури, всього: в тому числі озимі зернові;	768
пшениця	421
ячмінь	80
Ярі зернові в тому числі:	355
ячмінь	101
кукурудза на зерно	88
горох	166

2. Технічні культури, всього:	293
цукровий буряк;	243
соняшник	50
3. Овочеві культури і картопля, всього:	56
картопля;	45
овочеві культури (без насіння)	11
4. Кормові культури, всього:	647
в тому числі кукурудза на силос;	112
кормові коренеплоди;	125
однорічні трави;	60
багаторічні трави	350
5. Всього посівів	1714

Як видно з таблиці 1.2 головне місце в сівозміні займають зернові, цукрові буряки, кукурудза на зерно, а також кормові культури.

1.3. Кількісний склад МТП господарства

На даний час в господарстві в наявності є 27 тракторів різних марок і класів, 25 автомобілів, а також 8 комбайнів та деяка кількість сільськогосподарських машин. Склад машино-тракторного парку господарства представлений в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3.

Склад і структура машинно - тракторного парку

Назва	Марка	Кількість	Назва	Марка	Кількість
Трактори	Джон Дір 8400	1	Культиватори	КРН-5,6А	1
	ХТА-208	2		КФ-5,4	1
	ХТЗ-181.20 гус	1	Самохідні збиральні машини	Е-302	1
	ПМЗ-8240.2	5		Е-303	1
	ПМЗ-8244.2	9		Ягуар 860	1
	ХТЗ - 3512	2		Марал 125	1
	ХТА-220-2	1	Плуги	ПЛН-5-35	2
Бульдозер	ДТ-75	1		ПЛН-3-35	2
Екскаватор	КСВ 4СХ	2		АГР 11-845	1
Навантажувачі	ПКУ-0,8А	1	Дискові борони	Джон Дір 630	1
Автомобілі	ЗЕРНОВОЗ МАЗ-6501С9-8525-000	1		БП-3.2	1

	САМОСВАЛ МА3-5550С3-520-000	1		HARVEST 320	1
	МА3-4371N2-529-000	1	Борони	БЗТС-1,0	76
	КАМАЗ-5350 бортові	2		БДП-6,3	12
	КАМАЗ-43253 бортові	1		БШ-7,5	6
	КАМАЗ-65115 зерновоз	2	Зчіпки	СП-16А	1
	КАМАЗ-6520 самосвал	2		СП-11А	1
	УАЗ Патріот	1		С-11У	2
	УАЗ-374195	2	Коток	КЗК-6	4
	УАЗ 3909	1	Машина для внесення добрив	МБУ-5А	1
	Ланос	2		Jar-Met 500	2
Причепи	ЗПТС-20	1	Машина для передпосівного обробітку ґрунту	К600PS	2
	2ПТС-6	2		РВК-5,4	1
	КТУ-10А	1		КПП-4,1С	4
	2ПТС-4	1	Сівалки	СЗ-3,6	2
	2ПТС-9	4		СЗТ-3,6	2
	2ПТС-4,5	4		СУПН-8А	1
Прес підбирач	К-454	2		СО-4,2	1
Фуражир	ФН-1,4	1		Оптіма	1
Зерноочисна машина	ОВС-25	1	Просапні культиватори	КРН-4,2А	1
Обприскувач	Харди TV	1	Буртовкривач	БЛЮМИНГ БН-100А	1
Кормозбир. комб	КПИ-Ф-2,4А	2			

Кількість марок автомобілів порівняно невелика, що значно полегшує забезпечення їх запасними частинами, сприяє проведенню технічного обслуговування і експлуатації.

Тракторний парк має однотипні трактори класу 0,9 - : - 5тс, що полегшує умови ремонту, технічного обслуговування, агрегатування з набором навісних і причіпних сільськогосподарських машин.

РОЗДІЛ 2 АНАЛІЗ ПРИЧИН ТА ФАКТОРІВ ЗНИЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

2.1. Аналіз стану машинотракторного парку сільськогосподарських підприємств

В умовах сучасної економічної та політичної обстановки слід приділити увагу енергетичній безпеці агропромислового сектору України. Сільське господарство та транспортні роботи у ньому є перспективним напрямом розвитку енергозберігаючих технологій та методик підвищення якості роботи двигуна внутрішнього згоряння (далі ДВЗ). Від раціональності використання паливних ресурсів енергетичними машинами та коефіцієнта корисної дії (далі ККД) механізмів, що виконують виробничі та транспортувальні процеси, залежить економічна та продовольча безпеки країни.

Важливу роль відіграє не тільки кваліфіковані кадри на місцях, а й рівень технічної досконалості виробничого процесу. Сфера агропромислового комплексу (далі АПК) і транспорту використовує виробничі та транспортувальні машини, оснащені силовими агрегатами, що працюють на дизельному паливі. Співвідношення використання ДВЗ за типами палива в АПК представлено рис. 2.1.

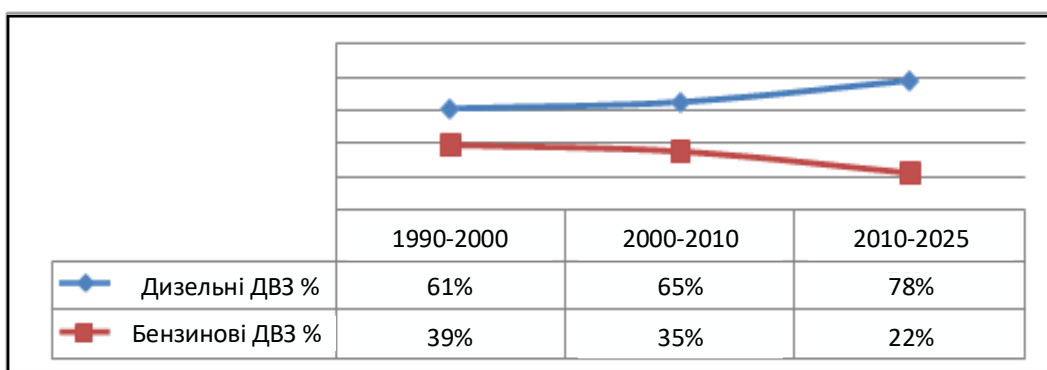


Рис. 2.1. Співвідношення використання ДВЗ за типом палива.

Саме ДВЗ дозволяє виконувати роботу з обробки полів, збирання, транспортування та переробки врожаю. Забезпечує транспортну безпеку України, а отже відповідає критеріям національної безпеки. Напрями використання ДВЗ в АПК представлені рис. 2.2.

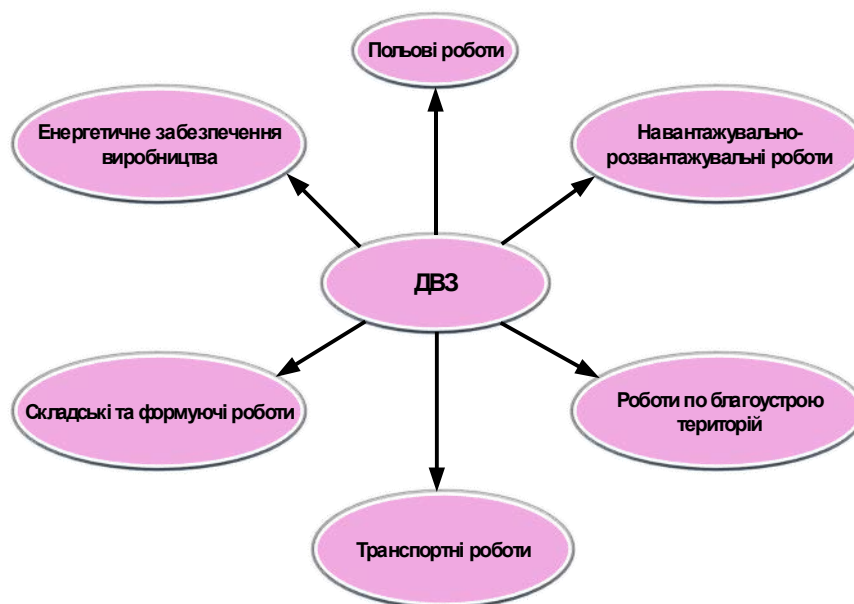


Рис. 2.2. Сфери застосування ДВЗ в АПК.

На підставі аналізу інформації, основний акцент слід зробити саме на даний тип енергетичної машини, як найбільш перспективний і поширений, та розглядати його більш докладно.

Незважаючи на те, що дизельний двигун має велику історію створення та модернізації, є різні способи підвищення якості його роботи. Всю техніку агропромислового комплексу, що застосовується, можна розділити на три групи по країнах виготовлення.

Дані аналізу нової с.г. техніки за останні 22 роки представлені рис. 2.3.

Зарубіжні виробники бачать у аграрному секторі України великий економічний потенціал, і прагнуть утвердити позиції над ринком. Частково з цим пов'язаний факт відкриття складальних виробництв зарубіжної техніки. В аграрному секторі домінуючими закордонними виробниками вважаються John Deere, New Holland, Case та Claas.

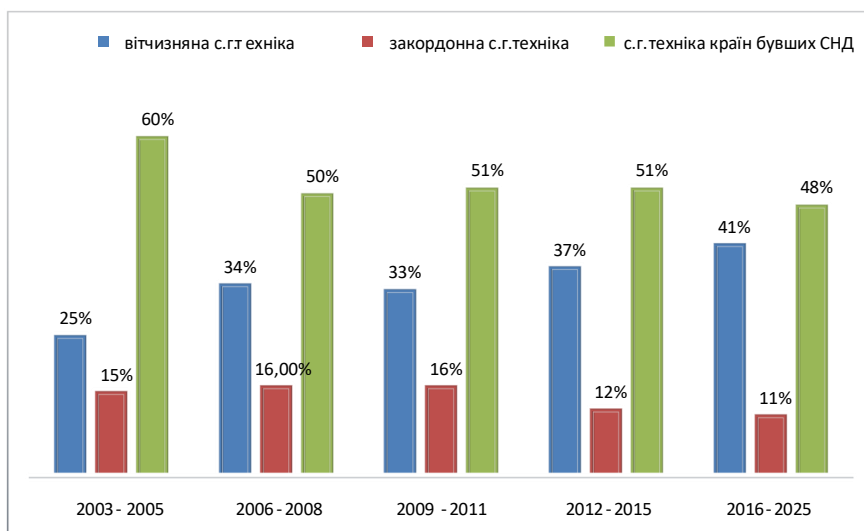


Рис. 2.3. Розподіл сільськогосподарської техніки за країнами походження.

Великим технічним бар'єром придбання нової зарубіжної сільськогосподарської техніки є властиві їй недоліки зазначені на рис. 2.4.



Рис. 2.4. Порівняння переваг та недоліків імпоротної та вітчизняної техніки.

Маючи високоефективні силові установки, зарубіжні виробники що неспроможні належним чином зміцнити позиції над ринком України за низкою критеріїв.

Головні якості визначають вигоду від робіт це витрати на ці роботи. В цьому випадку при розгляді вітчизняних сільськогосподарських машин гостро постає питання паливної економічності та підвищення ККД роботи силової установки та збільшення терміну служби вже існуючих машин. Це основні визначальні параметри, що впливають підвищення вигоди від сільськогосподарського виробництва.

2.2. Аналіз причин та факторів зниження ресурсу тракторних дизельних двигунів

Більшість мобільних сільськогосподарських агрегатів працюють у важких умовах на відкритому повітрі, зазнаючи впливу частинок пилу та ґрунту, а також значних перевантажень. Ці умови є причинами постійної зміни технічного стану машин та появи в них різних несправностей.

Несправності деталей машин виражаються у зміні їх початкових форм, розмірів, маси, структури матеріалу та її механічних властивостей, соціальній та зміні якості поверхні й у порушенні взаємного розташування деталей.

Основні фактори, що визначають швидкість зношування машин, можна звести до трьох груп: конструктивні, технологічні та експлуатаційні.

При виконанні механічної роботи відбувається зношування двигуна. Навіть якщо якість мастила та стан усіх підсистем у повному порядку, механічне зношування деталей присутнє завжди. Відрізняється лише його інтенсивність та загальна надійність агрегату. Через механічне зношування знижуються тягові та експлуатаційні характеристики. Причому практично, зниженому порозі потужності і крутного моменту техніку продовжують експлуатувати.

З усіх систем силового агрегату виділяється система фільтрації та підготовки повітря. Оскільки сільськогосподарська техніка працює практично завжди в умовах підвищеної запиленості, вплив якості фільтрації та повітропідготовки має найбільше значення на параметр ресурсу, і показники

ефективності агрегату, серед інших підсистем силового агрегату в реальних умовах роботи.

Загальне зношування системи повітропідготовки характеризується такими факторами:

- Механічне зношування деталей корпусу повітряного фільтра
- Порушення герметичності впускного тракту
- Зношування газорозподільного механізму

За проведенням аналізом досліджень, серед 30 тракторів різного тягового класу, що застосовуються в різних ФГ, 100% техніки оснащені масляно-контактними системами фільтрації повітря, представленими на рис. 2.5.

З огляду на те, що масляно-контактна система фільтрації повітря досить ефективна за якістю фільтрації, слід зазначити, що з віку техніки, на 26 тракторах було виявлено такі несправності:

- Порушення герметичності повітряного фільтра.
- Деформація верхньої та нижньої частини корпусу повітряного фільтра.
- Неякісне обслуговування системи фільтрації повітря.
- Старіння та деформація ущільнювальних кілець у корпусі повітряного фільтра.

Всі ці фактори разом говорять про те, що повітряні фільтри зношуються, і не справляються зі своїм завданням повною мірою. Оскільки вся техніка понад 50% робочого дня використовується до виконання транспортних робіт, слід зазначити, що концентрація пилу на дорогах досить висока. Вміст твердих частинок повітря коливається від 2 до 15 мг/м³. За сезон експлуатації у повітряний фільтр двигуна потрапляє від 80 до 200 грам пилу. У разі недостатньої фільтрації пил виявляється в камері згоряння та оливі. Результатом стає прискорене зношування поршневої групи (до 5-8 разів швидше за встановлений ресурс), а також втрата потужності та підвищена витрата палива.



Рис. 2.5. Повітряний фільтр, що застосовується на тракторах ПМЗ.

За словами механізаторів, додатковим фактом низької якості обслуговування системи фільтрації повітря є складність процесу технічного обслуговування, що вимагає багато часу, пов'язана з промиванням деталей, просушуванням та заправкою свіжою оливою.

У сучасному підприємстві агропромислового комплексу система фільтрації повітря ДВЗ потребує більш швидкого та легкого обслуговування. Варто задуматися про застосування одноразових фільтрів паперового типу, які вже понад 12 років застосовують на зарубіжній техніці.

Зміна такого фільтра імовірно займає значно менше часу і є більш технологічним процесом. Оскільки одночасно з фільтруючим елементом проводиться заміна єдиного кільця ущільнювача, що відповідає за герметичність системи повітропідготовки. Якість фільтрації повітря паперовим фільтром ідентична, як і фільтрація повітря масляно-контактною системою.

Якість підготовки повітря у впускній системі є важливим фактором, що впливає на зношування механічної пари клапан-сідло, а так само елементів циліндро-поршневої групи. Але на відміну від системи фільтрації, підготовка повітря впливає на коефіцієнт свіжого заряду, і коефіцієнт наповнення циліндрів. А від цих факторів безпосередньо залежить якість роботи силового агрегату та його ефективність функціонування.

Поліпшення потужності та тягової характеристики двигуна при правильно встановлених зазорах та кутах обробки сідел клапанів збільшується

на 2-4%. Зміною форми сідла клапана, якості та форми каналу впускної системи можна домогтися загального збільшення потужних і тягових показників силової установки, або змістити показники крутного моменту в будь-яку зону необхідних оборотів двигуна.

Аналіз досліджень шляхів підвищення ефективності тракторного дизельного двигуна, зокрема акцентування уваги на системі живлення дизельних двигунів та докладний розгляд кожної з застосовуваних технологій дозволяє зробити такі висновки:

1. Для більшості експлуатованої в малих і середніх підприємствах техніки властиві проблеми порушення герметичності роботи системи фільтрації повітря, внаслідок її зношування.
2. Працівники підприємства аграрного сектора віддали б перевагу технології фільтрації повітря більш простої в обслуговуванні конструкції з сухим фільтруючим елементом.
3. Для тракторів, що є в роботі, застосування сухої системи фільтрації повітря позитивно позначиться на якості фільтрації і покращить герметичність впускної системи.
4. Застосування основ організації повітряного потоку запозичених з авіації та базованих на принципах аеродинаміки у впускній системі здатне забезпечити підвищення ефективності експлуатації мобільних сільськогосподарських агрегатів.

2.3. Аналіз способів підвищення ефективності функціонування агрегатів тракторів та машин сільськогосподарського призначення

Один із найпоширеніших способів поліпшення якості роботи ДВЗ та підвищення тягово-експлуатаційних показників стало збільшення кількості робочого тіла в циліндрах примусово. Технологія турбонаддува і турбонагнітання є затребуваним і ефективним методом, застосовуваним усіма

світовими компаніями з виробництва сільськогосподарської техніки. Пік розвитку та впровадження турбонаддуву припадає на 1980-2010.

Наддув застосовується не тільки для підвищення потужності та економічності двигуна, але й для покращення його екологічних характеристик. Основні види збільшення кількості робочого тіла (повітря) зображено рис. 2.6. їх можна розділити за такими категоріями.

При запуску двигуна у колекторі впускного утворюється розрядження порядку 0,3 кПа на холостому ходу. Внаслідок роботи двигуна вихлопні гази через систему клапанів потрапляють у випускний колектор, у якому встановлена турбіна.

За рахунок енергії потоку вихлопних газів приводиться в рух робоче колесо турбіни, яке розкручує вал. На звороті валу знаходиться робоче колесо компресора. Саме робоче колесо компресора нагнітає повітря у впускному колекторі, підвищуючи тиск від 0,3 кПа (3×10^{-3} БАР) до 60-80 кПа. Відповідно за рахунок підвищення тиску у впускному колекторі утворюється додаткова кількість робочого тіла в циліндрі, і йде підвищення потужності двигуна спільно зі зростанням моменту, що крутить. Загальна ідея, викладена вище звичайно має низку допусків і неточностей, але загалом позначає принцип роботи коротко і правильно.

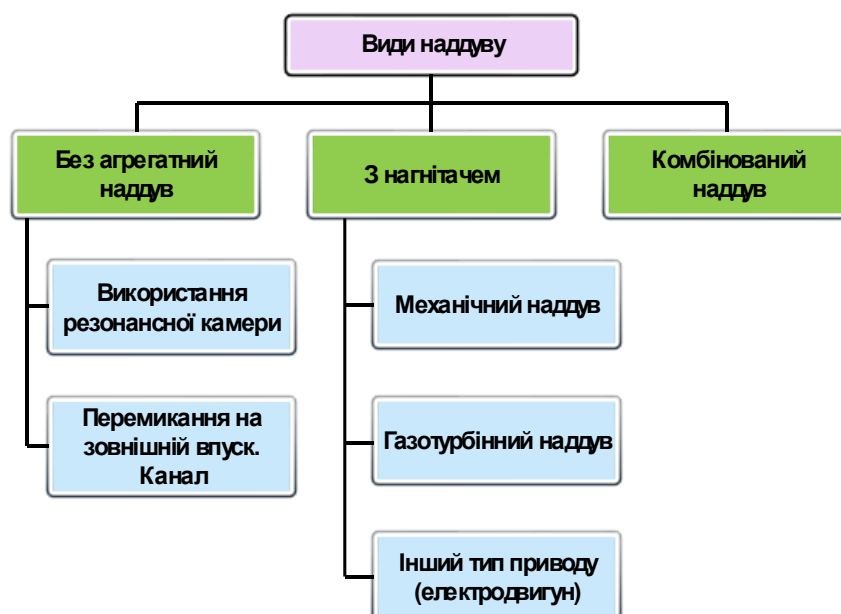


Рис. 2.6. Види наддуву в ДВЗ

Розподіл застосування видів нагнітачів, компресорів, турбокомпресорів представлено рис. 2.7.

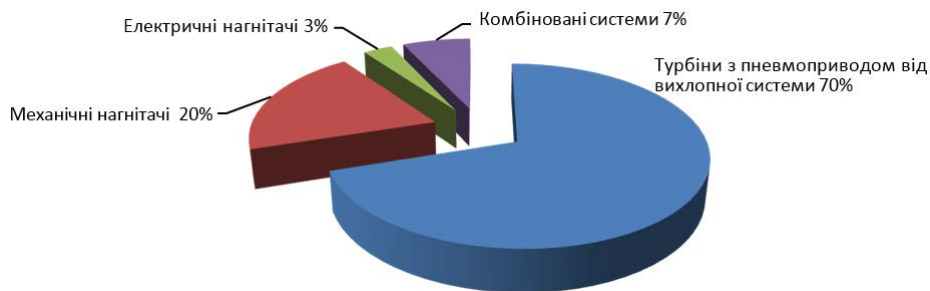


Рис. 2.7. Розподіл видів нагнітачів у сільськогосподарській техніці

З цієї причини західні виробники широко застосовують практику без агрегатного наддуву, що відноситься до напрямів повітропідготовки, що дозволяє поліпшити характеристики двигуна, не обладнуючи його додатковими енерговитратними системами. Розглянемо їх докладніше.

Вивченню хвильових процесів, що відбуваються у впускній системі двигуна внутрішнього згоряння, присвячено велику кількість наукових робіт. Розрізняють три види без агрегатного наддуву, представлені рис. 2.8.

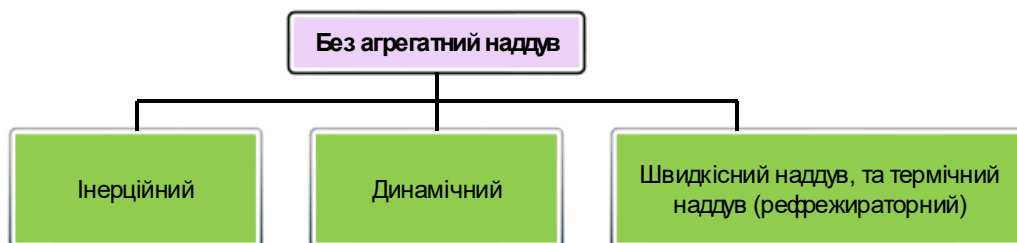


Рис. 2.8. Види без агрегатного наддуву.

Через низькі швидкості руху техніки швидкісний наддув не застосовується в сільськогосподарській техніці. Аналогічно не знайшов застосування наддув рефрижераторного типу, який має на увазі наявність і випаровування в повітрі, що надходить, в циліндри будь-якої рідини з низькою температурою кипіння і великою теплотою пароутворення. В агротехнологічному комплексі жоден із цих видів без агрегатного наддуву не застосовується.

Інерційний наддув - як спосіб збільшення тиску у впускному колекторі широко застосовується імпортними компаніями з виробництва двигунів. Ідея інерційного наддуву полягає у використанні поперечного хвильового ефекту та резонансної камери, з якою з'єднані труби впускного колектора. При закритті впускного клапана утворюється ударна хвиля, яка поширюється повітряному середовищі зі швидкістю звуку (343м/с). Завдання точного розрахунку перерізу та конфігурації впускної труби конкретного циліндра під певні обороти полягає у використанні зворотної відбитої хвилі, та проходження її через відкритий впускний клапан у циліндри.

Для цього використовуються прийоми розрахунку різниці довжин та діаметра впускного каналу під обороти двигуна. За необхідності забезпечити явище хвильового ефекту у всьому робочому діапазоні роботи ДВЗ, виникає у сильному збільшенні розмірів впускного колектора і запровадження функції зміни довжин впускних каналів.

Резонансний наддув. При певній частоті обертання колінчастого валу, поршень своїми поздовжніми переміщеннями, відкриттям та закриттям клапанів створює коливання повітряного середовища, як у впускному колекторі, так і у випускному. Дані коливання дозволяють застосувати хвильовий ефект при організації наповнення циліндрів. Принцип роботи схожий на явище інерційного наддуву, проте має інший технічний пристрій.

Так само є більш складні конструкції, що застосовують енергію зворотної хвилі повітряної маси для поліпшеного наповнення наступного по циклу циліндра, з підведенням хвильового ефекту до впускного клапана, що знову відкрився. Дана система слабо застосовується навіть зарубіжними виробниками через велику складність і наявність множинних виконавчих і керуючих механізмів. Вона представлена на рис. 2.9.

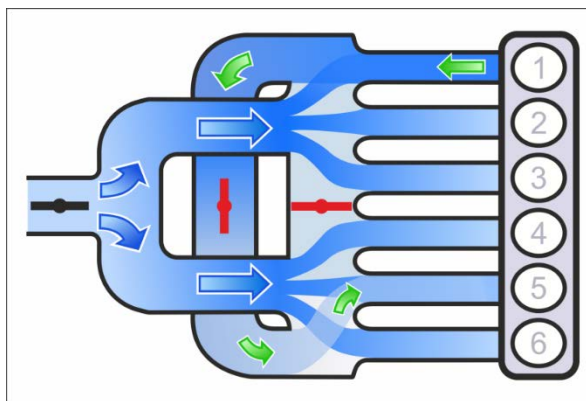


Рис. 2.9. Схема комбінованого наддуву із застосуванням інерційного та резонансного наддуву одночасно.

Інерційний, резонансний та комбінований наддув завжди має недоліки у вигляді хаотичних вихорів у зоні наявності заслінок, створенням зворотної тяги при певних оборотах колінчастого валу та великими габаритами. Розробити та створити подібну схему подачі повітря в умовах малого підприємства чи майстерні процес неможливий, що вимагає спеціалізованого обладнання та великої теоретичної підготовки.

Застосування без агрегатного наддуву у роботі двигуна внутрішнього згоряння в АПК це ефективний та аргументований процес. Який не тільки здатний покращити якість роботи двигуна, а й збільшити його надійність. Дана технологія має суттєві недоліки, у вигляді складності виготовлення та розрахунку, та дорожнечі переобладнання техніки.

Потрібно розуміти, що збільшення коефіцієнта наповнення циліндра до величини 0,92-1,06 у широкому діапазоні частот обертання колінчастого валу, дозволяє форсувати дизель за енергетичними показниками, у разі збільшення одночасної циклової подачі палива. Або покращити економічні показники роботи двигуна за збереження циклових величин показників подачі палива. При тому, що системи повітропідготовки дають перевагу по тиску у впускній системі від 5 до 20 мілібар.

Системи повітропідготовки, незважаючи на недоліки, здатні покращити тягово-експлуатаційні, економічні та екологічні показники ДВЗ сімейства дизельних двигунів тракторів.

2.4. Аналіз досліджування причин та факторів зниження ресурсу та підвищення ефективності функціонування дизельних двигунів тракторів

На підприємствах агропромислового комплексу широке поширення мають силові агрегати дизельного типу та досить морально застарілої конструкції системи повітропідготовки. Вона зводиться лише до попереднього очищення. Фільтруючі елементи масляно-контактного типу, що застосовуються, добре зарекомендували себе на момент створення даних агрегатів дійшли до нашого часу зі значними деформаціями та несправностями, що на техніці, що знаходиться в роботі.

Більш якісна фільтрація повітря дозволить також знизити зношування і підвищити надійність елементів силового агрегату, що позитивно позначиться на показниках машин експлуатованих на підприємствах АПК.

Існуючі силові агрегати атмосферного типу, що у роботі на підприємствах агропромислового комплексу, маючи консервативну конструкцію, можуть бути ефективно модернізовані, зокрема системою підготовки повітря.

Перспектива оснащення існуючих машин системою турбонаддуву призведе до короточасного підвищення експлуатаційних показників, але неминуче знизить надійність та ресурс силових агрегатів, тому цей шлях не має перспективи реалізації.

Але системи без агрегатного наддуву малої ефективності від 5-20 мілібарів сприяють збідненню суміші та її більш ефективному та повному згорянню. А з досліджень зношування двигунів при роботі на збідненій суміші відомо, що при роботі на менш збагачених паливно-повітряній суміші знижується зношування циліндро-поршневої групи та суміжних систем, що відповідають за герметичність циліндра. Оскільки горіння відбувається за більшої відповідності теоретично заданому температурному режиму заводом-виробником. Як підтвердження теорії збільшення показників ефективності двигуна пропонується розглянути теоретичну ефективність без агрегатного наддуву з прикладу методик запропонованих різними вченими.

У методиці розрахунку показників ефективності силового агрегату за ккд компресора застосовується такі формули та залежності:

V_h - об'єм циліндра.

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S, \quad (2.1.)$$

Повний об'єм циліндра

$$V_a = \frac{\varepsilon \cdot V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (2.2.)$$

Повітряний заряд

$$V_B = \eta_V \cdot V_a, \quad (2.3.)$$

Вагова кількість повітря в циліндрі

$$G_B = \frac{(\eta_V \cdot p_o \cdot V_a)}{R_b \cdot T_a}, \quad (2.4.)$$

де T_a - температура повітря з урахуванням нагрівання від стінок циліндра;

R_b - постійна газова;

p_o - остаточне заповнення циліндра тиском по відношенню до зовнішнього тиску;

η_V – коефіцієнт наповнення;

Час дозарядки об'єму циліндра інерційним потоком

$$T_3 = \frac{\nu}{6n}, \quad (2.5.)$$

ν - кут повороту колінчастого валу;

n - число оборотів колінчастого валу одного циліндра. Коефіцієнт приросту потужності в силовій установці

$$\lambda_h = \frac{(G_B + G_d)}{G_B}, \quad (2.6.)$$

G_B – вихідний повітряний заряд у циліндрі за вагою;

G_d - змінений параметр повітряного заряду в циліндрі

$$G_d = \rho_d \cdot V_d \quad (2.7.)$$

ρ_d – питома щільність повітря, що надходить у циліндри;

V_d – додатковий об'єм повітря, що надійшло в циліндри

$$\rho_d = \frac{p_o}{(R_b \cdot T_a)}, \quad (2.8.)$$

$$V_d = f_k \cdot C_m \cdot t_3, \quad (2.9.)$$

f_k - середній прохідний переріз клапана;

C_m - середня швидкість наповнення інерційним потоком об'єму циліндра

$$f_k = 0,5 \cdot \pi d_k h_k \cdot \sin 45^\circ, \quad (2.10.)$$

У середньому за такого розрахунку середній коефіцієнт приросту потужності дорівнює 1,069-1,085.

При цьому подальший розрахунок параметрів двигуна зводиться до застосування коефіцієнта приросту потужності у вираженні потужності:

$$N_e^h = \lambda_h \cdot N, \quad (2.110.)$$

Механічний коефіцієнт корисної дії, що росте за потужністю, дорівнює:

$$\eta_m^h = \frac{N_t^h}{N_e^h + N_e \cdot \frac{1-\eta_m}{\eta_m}}, \quad (2.12.)$$

Виходячи з яких можна зробити висновок про залежність параметрів ефективності роботи силової установки від показників тиску на впуску. Отже, даний спосіб має передумови бути реалізованим, але наскільки можна без недоліків властивих агрегатним системам наддуву.

Без агрегатні системи повітропідготовки. Тут досить повно розглядається методика взаємодії силової установки та різних видів без агрегатних систем повітропідготовки.

Значний вплив на заповнення циліндра забезпечують різні види наддуву. Найпростіший вид наддуву полягає у використанні динаміки повітря, що надходить. Великий обсяг ресивера частково створює резонансні ефекти у певному діапазоні частот обертання, які призводять до покращення наповнення. Однак вони мають, як наслідок, динамічні недоліки, наприклад, відхилення у складі суміші при швидкій зміні навантаження. Майже ідеальне протікання моменту, що крутить, забезпечує перемикування впускної труби, при якому, наприклад, залежно від навантаження двигуна, частоти обертання і положення дросельної заслінки можливі варіації:

- довжини пульсаційної труби;
- перемикування між пульсаційними трубами різної довжини чи

діаметра;

- вибіркове відключення окремої труби одного циліндра при наявності великої їх кількості;
- перемикання об'єму ресивера.

Робочим речовиною у процесі впуску є повітря, у разі розглядається як ідеальний газ. При резонансному наддуві групи циліндрів з однаковим інтервалом спалахів приєднують короткими трубами до резонансних ресиверів, які через резонансні труби з'єднуються з атмосферою або зі збірним ресивером, що діє як резонатор. Він є посудиною сферичної форми з відкритою горловиною. Повітря в горловині є масою, що коливається, а обсяг повітря в посудині грає роль пружного елемента. Зрозуміло, такий поділ справедливо лише приблизно, тому що деяка частина повітря в порожнині має інерційний опір. Однак при досить великій величині відношення площі отвору площі перерізу порожнини точність такого наближення цілком задовільна.

За запропонованою методикою розрахунок резонатора приходить до підсумкової формули резонатора (2.13.)

$$F = \frac{c_o}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V \cdot L}}, \quad (2.13.)$$

де F - частота, Гц;

C_o - швидкість звуку м/с;

S - перетин отвору см²;

L - довжина труби, см;

V - об'єм резонатора см³

Теоретично можливий приріст потужності при застосуванні безагрегатних систем підготовки повітря коливається в діапазоні 6-12%. Що підтверджує велику кількість проаналізованих робіт у цій галузі.

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ТА ПРИСТРОЇВ ПОВІТРЯНОЇ ПІДГОТОВКИ В ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ ТРАКТОРІВ

3.1. Теоретичні передумови підвищення надійності та ефективності функціонування дизельних двигунів тракторів на основі модернізації системи живлення

У більшості систем наддуву двигунів техніки сільськогосподарського призначення використовують одноступінчастий наддув. Основним виконавчим пристроєм є турбокомпресор.

Турбокомпресор - це компресор (повітряний насос), який приводиться в дію за рахунок турбіни. Турбіна обертається завдяки використанню енергії потоку газів, що відпрацювали. Компресор, засмоктуючи повітря через повітряний фільтр, стискає його та подає його під тиском у впускний колектор двигуна. Між компресором та турбіною існує рівновага потужностей. Чим більше енергії відпрацьованих газів, тим інтенсивніше відбуватиметься обертання турбіни.

В даний час існує безліч фірм, що займаються проектуванням та виготовленням турбокомпресорів для різних двигунів внутрішнього згорання. Найбільші Garret, CZ, Cummins, Holset, Schwitzer, та ін.

До експлуатаційних недоліків слід віднести високе термічне навантаження всіх деталей турбіни. Надто високі температури негативно позначаються на ресурсі підшипників валу, на який посаджені крильчатки. З тієї ж причини високі вимоги пред'являються до оливи та масляної магістралі, що забезпечують змащування даних підшипників.

Як було зазначено, існує система механічних нагнітачів, позбавлена частини недоліків, властивих системам із приводом турбіни від вихлопних газів.

У наведеній нижче табл. 3.1. вказані порівняльні характеристики двох різних типів нагнітання повітря.

Таблиця 3.1.

Порівняння компресора та турбокомпресора

Спосіб приводу	Компресор	Турбокомпресор
	Від колінчастого валу	За рахунок енергії відпрацьованих газів
Збільшення потужності на низьких оборотах	Висока	Низька
Збільшення потужності на середніх оборотах	Середня	Середня
Надбавка потужності на високих оборотах	Низька	Висока
Затримка бусту	Ні. Потужність компресора пропорційна потужності двигуна	Є незначна затримка, яка називається «турбоямою»
Витрата потужності двигуна для власного приводу	До 30%	Незначне. Істотна витрата потужності проявляється у великих турбінах за рахунок прояву протитиску на впускному колекторі
Термін служби	Залежить від типу компресора але у будь-якому разі, негативно впливає на ресурс колінчастого валу.	Тривалий. Можливо дорівнює терміну служби двигуна за умови правильної експлуатації.
Обслуговування	Кожні 10000км.	Кожні 7000 км.
Вартість	Середня. Залежить від виду компресора	Висока. Залежить від типу двигуна.
Складність встановлення	Щодо не складна. Допускає використання практично на будь-якому двигуні	Складна. За рахунок втручання у вихлопну систему, врізання у впускну систему, та велике термічне навантаження вузлів та агрегатів.

Витрати палива	Підвищується	Знижується за тієї ж швидкості руху та оборотах
ККД залежно від збільшення потужності	Знижується	Підвищується.

На підставі наведених даних можна зрозуміти суттєві експлуатаційні відмінності різних видів систем турбонагнітання та відзначити переваги та недоліки різних конструктивних схем.

Механічний нагнітач може рухатися різними способами. Недоліком механічного нагнітача є слабка ефективність турбіни на середніх та високих оборотах. Збільшена швидкість повітряного потоку, що проходить через постійний перетин при підвищенні оборотів, просто впирається в лопатки турбіни, яка не в змозі так швидко реагувати на відкриття заслінки дросельної. Так само дуже серйозним недоліком механічних нагнітачів є їхня підвищена чутливість до чистоти повітря, що всмоктується. Оскільки, як правило, нагнітання повітря в класичних нагнітачах досягається щільним змиканням головних лопаток нагнітача, наявність між ними частинок пилу, піску, або просто абразиву веде до підвищеного зносу механізму. Водночас падає і робочий тиск, що створюється нагнітачем.

Тим не менш, існуюча практика установки турбін і турбонагнітачів на силові установки, що знаходяться в експлуатації. Параметри системи турбонаддува визначаються рівняннями секундної витрати повітря через компресор G_k , потужність витрачається на привід компресора N_k , а при розрахунку газотурбінного наддуву визначається так само, як секундна витрата газу через турбіну G_r і температура газу до турбіни T_T . Усі рівняння наведено нижче.

$$G_k = G_t \cdot a \cdot \frac{l_o}{3600}, \quad (3.1.)$$

$$N_k = \frac{G_k}{\eta_{\text{кад}}} \frac{k}{k-1} \cdot R(T_k - T_o), \quad (3.2.)$$

$$G_r = 0,98 \cdot G_k + \frac{G_T}{3600}, \quad (3.3.)$$

$$T_T = T_b \left(\frac{p_T}{p_b} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}, \quad (3.4.)$$

де G_t - годинна витрата палива (г/год);

a - коефіцієнт надлишку повітря;

l_o – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння (кг);

$\eta_{\text{кад}}$ - адіабатний ККД компресора;

k - показники адіабат для повітря та газів перед турбіною;

R - Постійна газова повітря (кДж/(кмоль · К));

p_T - середній тиск газу за цикл перед турбіною кПа.

Після проведення низки розрахунків параметрів двигунів із турбіною та без неї формується наступна таблиця.

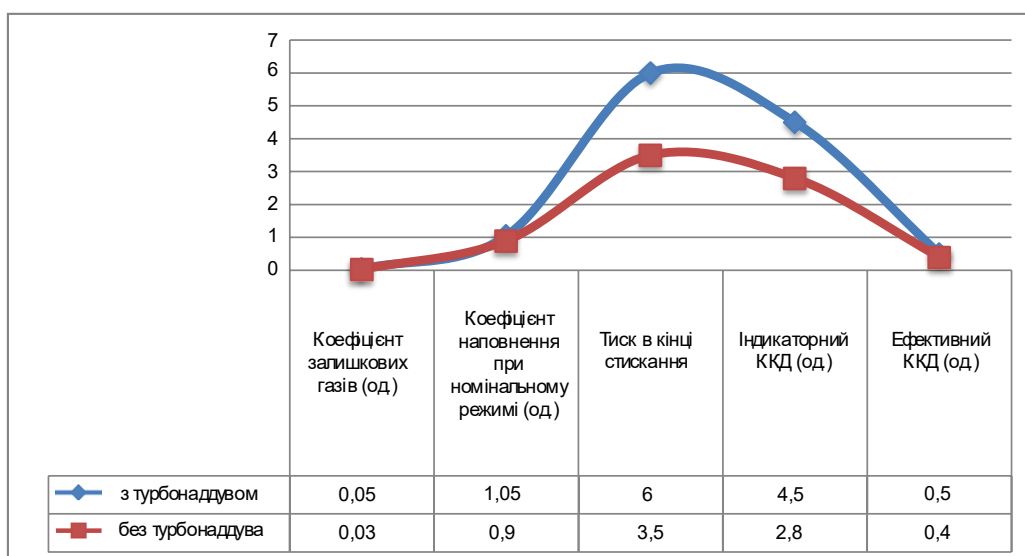


Рис. 3.1. Порівняльні параметри атмосферного та турбованого силового агрегату.

Виходячи з даних слід зробити висновок, що збільшення тиску на впуску за рахунок установки систем нагнітання повітря призводить до позитивних результатів паливної економічності, і виведення силової установки на більш

оптимальний температурний режим, який позитивно позначається на роботі. На рис. 3.3. зіставлені дані щодо зношування турбованих та атмосферних силових установок за порівняно рівних умов експлуатації в господарствах.

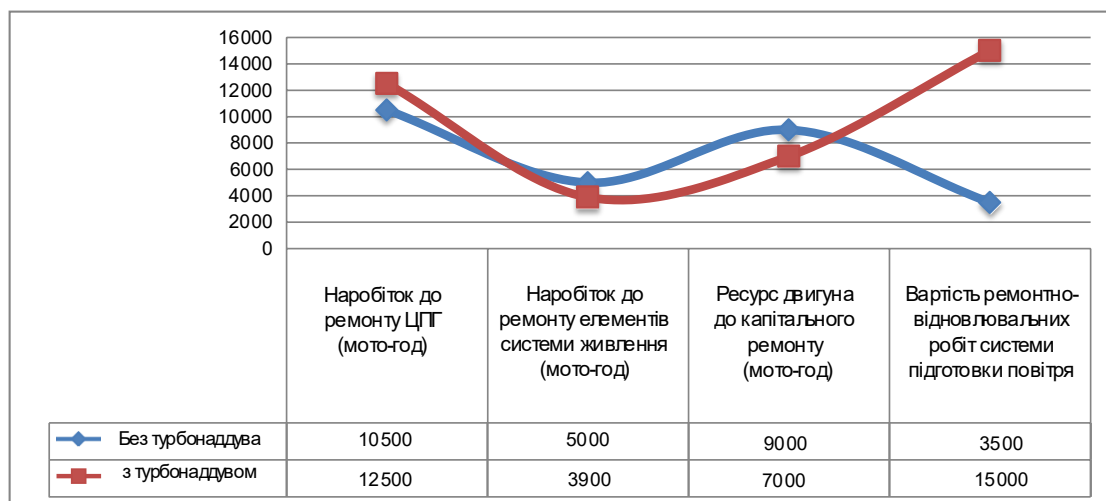


Рис. 3.2. Порівняння атмосферного та турбованого двигуна за показниками надійності та ресурсу.

З представлених діаграм слід:

- Двигуни з системами повітропідготовки мають деякі кращі потужносні показники, які позитивно впливають на експлуатаційні якості машин.
- Надійність турбованих двигунів нижча порівняно з атмосферними. А вартість та частота технічного обслуговування вища.
- Стан ЦПГ під час роботи з збідненими сумішами порівняно вище, ніж в атмосферних силових установок. Головним об'єктом підвищеного зношування є система живлення, а саме турбіна або турбонагнітач.

Але переоснащення існуючої техніки господарствах системами примусового турбонаддува не дасть належного ефекту підвищення експлуатаційних якостей техніки. Слід розглянути інший спосіб повітропідготовки, що відповідає ефективності без агрегатного наддуву, що знайшов застосування на зарубіжній техніці.

Але насамперед слід приділити увагу загальному зносу двигунів і наслідків як зниження надійності.

Через погіршення системи фільтрації повітря в системі живлення ДВЗ, суттєвим фактором зниження кількості свіжого заряду є зношування сидла клапана в зоні прилягання клапана. Здавалося б настільки істотний показник як зміна кромки прилягання клапана має дуже великий вплив на експлуатаційні показники техніки.

Перспективною моделлю є пропонована система повітропідготовки, що поєднує в собі високий ступінь фільтрації повітря і правильну організацію руху повітря по системі каналів, що дозволяє збільшити експлуатаційні якості техніки.

3.2. Конструктивно-технологічна схема влаштування повітропідготовки в дизельних двигунах тракторів

Класична система подачі повітря до приймальної труби двигуна внутрішнього згоряння машин сільськогосподарського призначення представлена на рис. 3.3. і включає: труба забору повітря; корпус повітряного фільтра; впускний трубопровід (з'єднує корпус фільтра та впускний колектор); повітряний фільтр; впускний колектор.

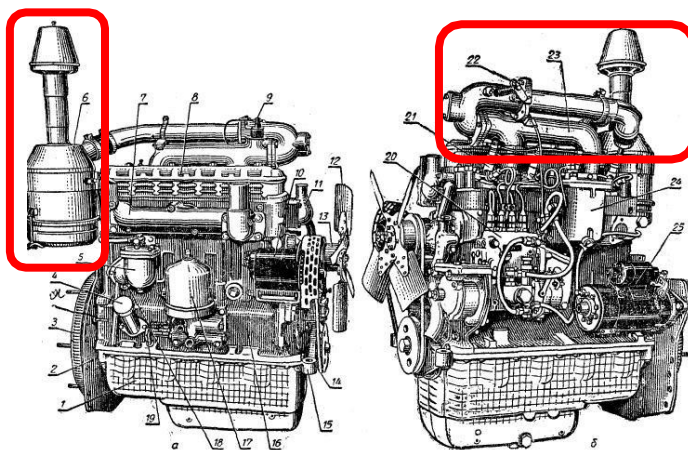


Рис. 3.3. Двигун загальний вигляд.

Пропонована модернізація полягає у встановленні фільтруючого елемента касетного типу з паперовим фільтруючим елементом, у пластиковому корпусі, широко поширеним у сільському господарстві та на транспорті.

Дане рішення відповідатиме вирішенню низки завдань, поданих у розділі 2 та забезпечить швидку заміну фільтруючого елемента з необхідною якістю герметичності системи живлення.

Важливо враховувати, що пропускна здатність фільтра повинна бути достатньою для повноцінної роботи силової установки, і укладатися в існуючі нормативи обслуговування серійної системи фільтрації повітря дизельного двигуна трактора. А саме заміна фільтруючого елемента при досягненні 1000 мотогодин, або постійному візуальному контролю кожні 300 мотогодин роботи. У разі надмірного забруднення фільтруючого полотна касета підлягає заміні.

Критерії, необхідні для створення альтернативної системи подачі повітря в двигун:

- Габаритні розміри корпусу фільтра схожі зі штатним фільтром Д-240/243.
- Відвідний повітря патрубок повинен бути внутрішнім діаметром не менше 60мм, щоб уникнути наявності перехідників. 60мм це критичний діаметр, обраний конструкторами Д-240/243 для діаметра входної труби двигуна.
- Виходячи з параметрів роботи двигуна, зокрема режиму та вибору обертів двигуна Д-240/243, допускається застосування повітряного фільтра АК2705-1109010, який має сертифікат відповідності.

Даний фільтруючий елемент відповідає критерію відповідності пропускної здатності, оскільки застосовується на дизельному двигуні CUMMINS ISF 2.8L. має об'єм 2.8 літра. Пропонований корпус фільтра зображено рис. 3.4.

Метод підбору здійснюється за формулою порівняння обсягу повітря, що проходить через фільтр за одиницю часу, формула 3.5.

$$\frac{V_{\text{двиг}} \cdot 1600}{2} = \frac{V_{\text{cummins}} \cdot 2500}{2}, \quad (3.5.)$$

де $V_{\text{двиг}}$ - робочий об'єм двигуна Д-243 (см³)

1600 - обороти відповідають максимальному крутному моменту двигуна Д-240. (об/хв)

V_{cummins} - робочий об'єм двигуна Cummins (см³)

2500 - обороти відповідають максимальному моменту, що крутить, двигуна CUMMINS ISF 2.8L.



Рис. 3.4. Загальний вигляд повітряного фільтра АК2705-1109010 в зборі.

Це дозволить уніфікувати систему фільтрації повітря з сучасними аналогами, що знайшла широке застосування, схожою за своєю пропускною здатністю та ефективністю.

Застосування модернізованого фільтруючого елемента, дозволить поліпшити характеристики двигуна сільськогосподарської техніки, за рахунок наявності системи безагрегатного наддуву, що розміщується безпосередньо у фільтруючому елементі пропонованої системи подачі повітря ДВЗ.

З цього випливає, що серійний фільтр двигуна можна успішно замінити, на серійний фільтр від двигуна Cummins не погіршивши якість фільтрації повітря, і не перевантажуючи змінний фільтр надлишковим повітряним потоком.

Заміна серійного фільтруючого елемента з корпусом Д-243 модифікований, зібраний в корпусі повітряного фільтра CUMMINS, не несе в собі негативних наслідків для двигуна, оскільки пропускна здатність фільтрів ідентична, як і прохідний переріз вихідного патрубку, рівний 60мм в діаметрі.

Подальше застосування повітряного фільтра сухої конструкції дозволить оперативніше проводити як періодичну заміну фільтруючого елемента, а й підвищити тягово-експлуатаційні, економічні та екологічні параметри роботи двигуна, разом із розробленим пристроєм.

Важливо розуміти, що вибір системи фільтрації повітряного потоку так само обумовлений необхідністю роботи з повітряним потоком безпосередньо після проходження через фільтруючий елемент. Будь-які операції з повітряним середовищем до надходження у фільтр непрацездатні, оскільки нівелюються гальмуванням потоку та поділом його структури у процесі проходження фільтруючого елемента. Пропонований фільтруючий елемент, що передбачає технічну можливість розміщення у внутрішній порожнині пристрою підвищення тягово-експлуатаційних, економічних та екологічних показників, зображений на рис. 3.5.



Рис. 3.5. Фільтруючий елемент повітряного потоку двигуна CUMMINS ISF 2.8L.

Вдається обґрунтувати актуальність робіт з удосконалення системи подачі повітря в двигун Д-243 і математично розрахувати застосування системи фільтрації повітря оснащеної фільтруючим модулем АК2705-1109010 з сухим фільтром касетного типу. Далі необхідно обґрунтувати місце розміщення пристрою підвищення тягово-експлуатаційних, економічних та екологічних показників ДВЗ та методику підбору параметрів пристрою залежно від характеристик двигуна.

Запропонована система живлення, що позначена на конструктивно-технологічній схемі модернізації системи живлення є загальною схемою модернізації системи живлення для дизельних двигунів сімейства Д-240/243.

Розміщення пристрою в порожнині впускного колектора неприпустимо, оскільки неминуче зросте опір системи подачі повітря в двигун, за рахунок зменшення перерізу в малому діаметрі впускної системи. Відповідно до технічної літератури та методики розрахунку тракторних двигунів критичний діаметр впускної системи дизельного двигуна за обсягом не може бути менше 60мм.

Таким чином, технічно вдається обґрунтувати місце розміщення пристрою підготовки повітря, у внутрішній площині повітряного фільтра циліндричної форми, запропонованого раніше. Даний фільтр оснащений пристроєм повітропідготовки зображений на рис. 3.6.



Рис. 3.6. Пристрій повітропідготовки, розміщений у запропонованому повітряному фільтрі.

3.3. Обґрунтування параметрів влаштування повітропідготовки в дизельних двигунах трактора

Обґрунтування параметрів розробленого пристрою будується на застосуванні двох аеродинамічних коефіцієнтів, взятих послідовно, що дозволяють знизити втрати швидкості потоку при різкій зміні перерізу системи.

Слід перейти до розрахунків експлуатаційних показників техніки виходячи з зміненого параметра витрати повітря.

Пропонована корисна модель відноситься до галузі машинобудування, а саме, до двигунобудування, може бути використане в системах впуску двигунів внутрішнього згоряння. Пристрій повітропідготовки для мобільних сільськогосподарських агрегатів представлено рис. 3.7.

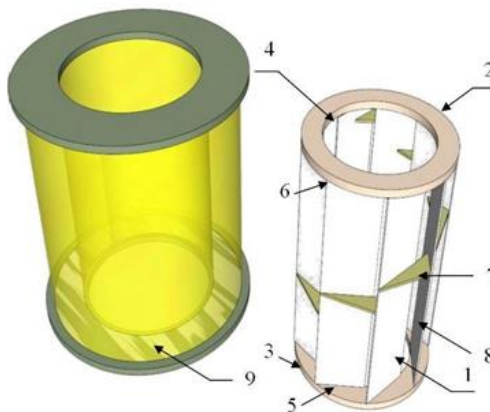


Рис. 3.7. Загальний вигляд пристрою повітропідготовки

Включає такі конструктивні елементи: 1 - вертикальні напрямні лопатки 2 - верхня основа, 3 - нижня основа, 4 - внутрішні отвори верхньої та нижньої основ, 5 - нижні торцеві поверхні лопатей, 6 - верхні торцеві поверхні лопатей, 7 - сполучні елементи для надання жорсткості конструкції. 8 - відкриті проміжки між лопатями, 9 - повітряний фільтр.

Пристрій повітропідготовки, що встановлюється в каналі впуску повітря двигуна внутрішнього згоряння, містить безліч вертикальних напрямних лопаток 1, верхня основа 2 і пропорційне йому нижнє основа 3, виконані у формі кільця. При цьому лопатки 1 виконані у вигляді пластин прямокутної форми і встановлені по дотичній до внутрішніх отворів 4 верхнього 2 і 3 нижнього підстав. Вони жорстко закріплені нижніми торцевими поверхнями 5 на нижній основі 3, а верхніми торцевими поверхнями 6 - на верхній підставі 2. Сусідні лопаті 1 попарно з'єднані між собою за допомогою горизонтальних з'єднувальних елементів 7 трикутної форми. Дані горизонтальні елементи

необхідні для надання жорсткості конструкції та зниження деформації при роботі. Лопаті 1 встановлені з відкритими проміжками 8 на повну довжину в поздовжній бічній частині і утворюють циліндричну форму по зовнішньому та внутрішньому периметрах із встановленими лопатями 1.

Верхня основа 2 і нижня основа 3 виконані з неметалічного матеріалу (наприклад, оргскло). Між основами 2, 3 вертикально встановлені та закріплені лопаті 1, виконані у вигляді пластин прямокутної форми. Лопаті 1 встановлені по дотичній, що проходить через внутрішні отвори верхнього 4 і нижнього 3 підстав. Кут розташування лопатей 1 розраховується в залежності від типу двигуна, в якому застосовується даний пристрій (але сумарний кут лопатей не повинен перевищувати 30° для одного прохідного вікна), і від висоти повітряного фільтра 9, який встановлюється даний пристрій. Крім лопатей 1 від нижньої основи 3 до верхньої основи 2 між парами сусідніх лопатей 1 встановлюють горизонтальні допоміжні елементи 7 трикутної форми. Допоміжні елементи 7 підвищують жорсткість конструкції, усувають вібрації, що виникають при проходженні повітряного потоку. Всі елементи даного пристрою, що мають просту геометричну форму, виготовлені з неметалічних струмопровідних матеріалів (текстоліт, оргскло), що дозволяє уникнути поверхневої іонізації повітря від металевих поверхонь і не розгубити накопичений внаслідок обертання в молекулах заряд раніше, ніж утворюється паливо повітряна суміш, або раніше, чим суміш потрапить у циліндр (виготовлені з пластмаси впускні колектори довели свою перевагу порівняно з металевими). Кріплення лопатей 1 до верхнього 2 і нижнього підстав 3, а також кріплення горизонтальних допоміжних елементів 7 проводиться шляхом зварювання, паяння, або клейового з'єднання, на матеріали стійкі до впливу оливи, бензину, і підвищених вібраційних і температурних навантажень.

При створенні формул визначення параметрів пристрою повітропідготовки ДВЗ застосовуються геометричні розміри та коефіцієнти

запозичені з аеродинаміки тіл та авіаційних розрахунків турбореактивних двигунів.

Параметри пристрою:

- $L_{\text{прис}}$ - висота пристрою
- $D_{\text{прис}}$ - вихідний діаметр отвору пристрою
- $A_{\text{прис}}$ - кількість лопаток пристрою
- $H_{\text{лопаток}}$ - товщина лопаток пристрою
- β - кут встановлення лопаток. Визначається як тангенціальний від

$D_{\text{прис}}$

Параметри двигуна та вихідних умов

➤ $D_{\text{критич}}$ - критичний діаметр найвужчого місця впускної системи на ділянці від повітряного фільтра до передклапанної зони

- $D_{\text{фільтр}}$ - внутрішній діаметр фільтра
- i - Кількість циліндрів
- V_h - об'єм циліндра
- n - кількість оборотів при досягненні максимального крутного

моменту ДВЗ

- $\tau_{\text{ДВЗ}}$ - кількість тактів у двигуні.

Обчислювані параметри визначення параметрів пристрою.

- $V_{\text{поток}}$ - швидкість розвивається повітрям у впускній системі.
- $S_{\text{критич}}$ - площа критичного перерізу впускного колектора
- $S_{\text{внутр.пристр.}}$ - загальна площа внутрішньої частини пристрою

(сума всіх вікон лопаток)

- $S_{\text{вн.фільтра}}$ - внутрішня площа фільтруючого елемента

($S_{\text{вн.фільтра}} = S_{\text{зовн.пр.}}$)

- $S_{\text{щілина лопатки}}$ - площа вихідного отвору утвореного звуженням

двох лопаток у внутрішній площині пристрою

- $S_{\text{внут.пр.2р}}$ - площа вихідного отвору пристрою до критичного звуження
- $C_{\text{критич}}$ - довжина кола критичного перерізу впускної системи
- $C_{\text{пр}}$ - довжина кола вихідного отвору пристрою
- $C_{\text{фільтра}}$ - довжина кола внутрішньої частини фільтра
- $N_{\text{лопаток}}$ – ширина вікна, що утворюється двома лопатками.

Двигун Д-243 має заводські характеристики крутного моменту 258 Нм при оборотах 1600 об/хв. Оскільки двигун 4х тактний, загальним об'ємом 4,7 літра, то за формулою 3.1. використовуюваної для розрахунку відповідності пропускної спроможності повітряного фільтра, Д-243 за хвилину споживає 3760 л/хв повітря. ($V_{\text{заг/хв}} = 3760 \text{ л/хв}$. Або 62л/сек або 0,06267 М3/сек.)

З урахуванням мінімального перерізу круглої труби впускної системи 60мм обчислюємо площу перерізу за відомою формулою площі кола (3.6.)

$$A = \pi r^2 = 0,002826 \text{ м}^2 \quad (3.6.)$$

Тепер обчислюємо швидкість проходження повітря через мінімальний переріз впускного колектора при обертах 1600 об/хв за формулою 3.7.

$$v_{\text{заг}} = \frac{V_{\text{заг/хв}}}{A} = 22,17 \text{ м/сек}, \quad (3.7.)$$

Слід розрахувати вертикальну площу внутрішнього циліндра повітряного фільтра і порахувати коефіцієнт прискорення повітряного потоку на вході у вузький переріз повітряного каналу впускного колектора.

Висота $L_{\text{пр}} = 180 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр фільтра $D_{\text{фільтра}} = 100 \text{ мм}$

Довжина кола $C_{\text{фільтра}}$ вираховуємо за формулою 3.8

$$C_{\text{фільтра}} = 2\pi r = 31,4 \text{ см. (314 мм)} \quad (3.8.)$$

Внутрішню площу фільтра $S_{\text{фільтра}}$ обчислюємо за формулою 3.9.

$$S_{\text{фільтра}} = C_{\text{фільтра}} \cdot L_{\text{пр}} = 565,2 \text{ см}^2 \quad (3.9.)$$

Далі внаслідок руху повітря у впускний колектор перерізом 60мм, і площею 28,26см² повітря відчуває різке прискорення (в 20 разів).

Явище плавної зміни швидкості повітряного потоку в площині фільтра і попередня підготовка до проходження по перерізу 60мм, дозволить оптимізувати рух повітряного середовища у впускному колекторі і знизити аеродинамічні втрати. Надання обертання повітряному потоку, спільно з плавним багатоступеневим розгоном, з використанням аеродинамічних коефіцієнтів забезпечує менший швидкісний перехід повітряного потоку при попаданні в критичний переріз повітряної магістралі системи живлення.

Кут установки лопаток є одним із найважливіших елементів пристрою. Оскільки саме лопатки організують обертальний рух повітряного потоку, і за правильної установки не створюють значного опору повітряному потоку.

З газодинаміки відомо, що лопатки, встановлені під кутом 30°, мають максимальний ККД. Які у сумі дають вищезгадані 30°. Значить, кут сходження двох лопаток не повинен перевищувати 30° ця умова необхідно дотриматися, і вона є перевіркою при визначенні вихідного діаметру пристрою $D_{\text{прис.}}$.

При необхідності організації циліндричного повітряного потоку, лопатки прийнято встановлювати тангенціально до мінімального діаметра пристрою, що розганяє повітряний потік.

Для забезпечення плавного розгону повітряного струменя слід враховувати коефіцієнт прискорення повітряного струменя 1,33 відомий як коефіцієнт тягового підсилення в газодинаміці, який використовується при проектуванні турбореактивних двигунів. Дана величина вважається оптимальною та допустимою при звуженні сопла та зростанні швидкості потоку.

Товщину лопаток приймаємо рівною 2 мм, матеріал виготовлення АБС-пластик. АБС пластик це ударостійка технічна термопластична смола на основі сополімеру акрилонітрилу з бутадієном і стиролом. Вона добре пручається

вібронавантажуванням, властивим роботі двигуна і дозволяє створювати необхідну конфігурацію моделі пристрою методом 3D-моделювання та 3D-друку.

При виготовленні вертикальних лопаток висотою 180мм менша товщина пластику при виплавці деформується і не здатна протистояти усадці без зміни форми. Тому величина товщини 2 мм отримана дослідним шляхом виготовлення пристрою.

При восьми лопатках встановлених по колу внутрішньої площини фільтруючого елемента за рахунок товщини лопаток, внутрішня та зовнішня площина пристрою рівномірно зменшується на площу торцевих площ всіх лопаток обчислюваної за формулою площі прямокутника.

Таким чином, зовнішня площа проходження повітря $S_{\text{зовн.пр.}}$ дорівнює різниці загальної зовнішньої площі та різниці поперечних площ лопаток.

$$S_{\text{зовн.пр.}} = 536,4 \text{ см}^2$$

Враховуючи кількість лопаток рівним 8 а коефіцієнт тягового підсилення 1,33 , то внутрішня площа пристрою розраховується за наступною залежності.

$$S_{\text{внутр.пр.}} \cdot 1,33 = 403,3 \text{ см}^2$$

Таку площу проходження повітряного потоку треба забезпечити за дотримання коефіцієнта тягового підсилення.

За наявності восьми щілин, утворених лопатками, площа однієї щілини $S_{\text{щілини лопатки}}$ лопатки ділиться на загальну кількість вікон утворених напрямними лопатками повітропідготовки.

$$S_{\text{щілини лопатки}} = 50,4 \text{ см}^2$$

Виходячи з отриманого розміру та враховуючи, що висота пристрою $L_{\text{пр}} = 18 \text{ см}$ тоді ширина вікна $H_{\text{лопаток}}$ однієї щілини утвореної лопатками дорівнює

$$H_{\text{лопаток}} = 2,8 \text{ см}$$

Верхній прохідний переріз пристрою у вигляді шайби є опорою вертикальних лопаток і служить ще одним перетином попереднього підвищення швидкості повітряного потоку.

Для збереження пропорції зростання швидкості повітряного потоку потрібно витримати відношення, регульоване коефіцієнтом 1,768 щодо площі мінімального перерізу впускного колектора, а саме 60мм.

Для цього

$$S_{\text{внутр.пр.2}} = 49,96 \text{ см}^2$$

Обчислюємо радіус прохідного вікна пристрою по простій формулі отримання радіусу від площі

$$r = \sqrt{\frac{S}{\pi}}, \quad (3.10.)$$

де $r = 3,9 \text{ см}$

Внутрішній діаметр вихідного отвору

$$D_{\text{пр}} = 7,8 \text{ см}$$

Для забезпечення встановлення стабільного повітряного потоку, що обертається і має додаткову енергію на основі ефекту Ранка, кут розташування лопаток повинен бути тангенціальним до радіусу внутрішнього утворюючого вихідного вікна пристрою, і не бути більше 30° . Ширина вікна при цьому повинна бути 2,8см. Ця модель створена у програмі Solid Works.

Внутрішній діаметр вихідного отвору D .

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,768 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot D_{\text{критич.}}}{\pi}}$$

Площа пристрою $S_{\text{пр}}$

$$S_{\text{пр}} = 1,768 \cdot S_{\text{критич.}}$$

$$S_{\text{критич.}} = \pi r^2$$

де r - критичний радіус впускного колектора $r = 0,5 \cdot D_{\text{критич.}}$

Кількість лопаток при швидкостях руху повітряного потоку у системі до 25м/с щонайменше 8 (дані підтверджені досвідченим шляхом).

Внутрішня площа суми вікон усіх лопаток має бути

$$S_{\text{пр.внутр.}} = \frac{S_{\text{зовн.}} - LHA}{1,33} - LHA$$

де L - внутрішня висота фільтра;

H - товщина лопаток;

A - кількість лопаток.

$$S_{\text{пр.внутр.}} = 565,2 \text{ см}^2$$

Кут установки лопаток β - виробляється тангенціально щодо утворюючого $D_{\text{вихід пр.}}$. Ширина лопаток підбирається таким чином, щоб площа їх внутрішніх щілинних вікон дорівнювала $S_{\text{пр.внутр.}} = LHA$.

де L - внутрішня висота фільтра;

H - товщина лопаток вибирається з урахуванням технології виготовлення, але не менше ніж 2мм для пластику.

A - кількість лопаток. Параметри пристрою:

➤ $L_{\text{пр.}} - 18 \text{ см}$

➤ $D_{\text{пр.}} - 7,8 \text{ см}$

➤ $A_{\text{пр.}} - 8$

➤ $H_{\text{лопаток}} - 0,2 \text{ см}$

➤ β - кут установки лопаток. Визначається як тангенціальний від

$D_{\text{пр.}}$, але не більше 30° .

Параметри двигуна та вихідних умов.

- $D_{\text{критич}} - 6 \text{ см}$
- $D_{\text{фільтр}} - 10 \text{ см}$
- $i - 4$
- $V_h - 1,175$
- $n - 1600$
- $\tau_{\text{ДВЗ-4}}$

Обчислювані параметри визначення параметрів пристрою.

- $V_{\text{поток}} - 22,17 \text{ м/сек.}$
- $S_{\text{критич.}} - 28,26 \text{ см}^2$
- $S_{\text{внутр.пр.}} - 403,3 \text{ см}^2$
- $S_{\text{внутр.фільтра}} - 565,2 = S_{\text{зовн.пр.}}$
- $S_{\text{щілини лопатки}} = 50,4 \text{ см}^2$
- $S_{\text{внутр.пр.2}} - 49,96 \text{ см}^2$
- $C_{\text{критич.}} - 18,84 \text{ см}^2$
- $C_{\text{пр.}} - 24,492 \text{ см}^2$
- $C_{\text{фільтра}} - 31,4 \text{ см}^2$
- $H_{\text{лопаток}} - 2,8 \text{ см}$

Постійні коефіцієнти, що залежать від швидкості потоку повітря у впускній системі. При швидкості потоку менше 100 км/год коефіцієнти не змінюються.

1,33 - коефіцієнт тягового підсилення в ежекторі. 1,768 - коефіцієнт зростання швидкості потоку.

Розроблений в такий спосіб пристрій представлений рис. 3.8. являє собою набір геометричних параметрів, що суттєво покращують показники коефіцієнта надлишку повітря.

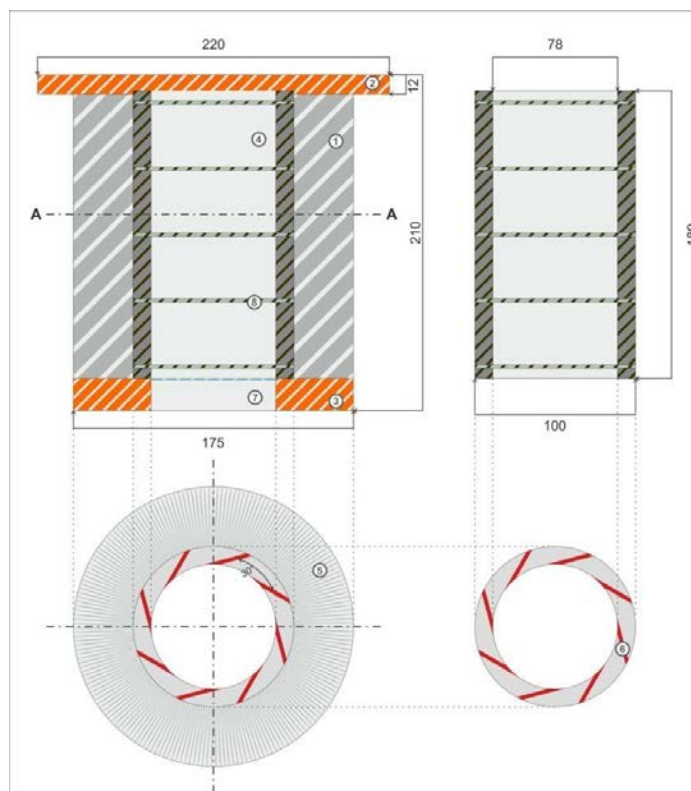


Рис. 3.8. Влаштування повітропідготовки для мобільних сільськогосподарських агрегатів.

У процесі розробки було виготовлено та випробувано різні параметри висоти пристрою та кількості лопаток. Однак оптимальними є вищезазначені характеристики, що ґрунтуються на параметрах двигуна, технічних умовах визначених для пристрою та технологічністю виготовлення. Розглянемо послідовно параметри роботи двигуна та вплив коефіцієнта надлишку повітря на підсумкову потужність та ефективність роботи.

Слід розглянути всі математичні залежності, що описуються при розрахунку ДВЗ, у яких фігурують параметри пропускної спроможності впускної системи. Необхідно виявити математичні залежності параметрів створюваного пристрою, на ключові фактори, що перебувають у формулах опису процесів, що відбуваються в ДВЗ, і прийти до підсумкової формули або формул, що враховують змінні параметри впускної системи та вихідні дані тягово-експлуатаційних показників ДВЗ. Для підтвердження даних зробимо докладний розрахунок впливу зазначеного коефіцієнта підсумкову потужність.

Індикаторний ККД. Формула індикаторного ККД для дизельного двигуна виглядає так:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot R_{\mu} \cdot M_1 \cdot T_k}{p_k \cdot \eta_v \cdot H_u}, \quad (3.11.)$$

де p_i - дійсний середній індикаторний тиск визначається за формулою

$$p_i = \Phi_n p_{ip}, \quad (3.12.)$$

де Φ_n - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми $\Phi_n = 0,9422$ МПа (Табличне значення)

p_{ip} - середній розрахунковий індикаторний тиск (табличне значення)

Визначення кількості свіжого заряду. Дана величина визначається формулою

$$M_1 = \alpha L_o, \quad (3.13.)$$

При застосуванні пристрою повітропідготовки ця величина визначається дослідним шляхом.

Коефіцієнтом наповнення η_v є величина відношення дійсної кількості свіжого заряду до тієї кількості, яка могла б теоретично заповнити робочий об'єм за умов навколишнього середовища на впуску. На практиці при розрахунку двигуна Д-243 рекомендується застосовувати формулу

$$\eta_v = \xi_{\text{доз}} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \left(1 - \frac{\xi p_r}{\varepsilon p_a}\right) \quad (3.14.)$$

де $\xi_{\text{доз}}$ - коефіцієнт дозаряду.

ε - ступінь стиснення двигуна.

p_a - тиск в кінці впуску (МПа.)

p_k - тиск на впуску. (Для атмосферних моторів приймається $p_k = p_o$, де p_o = тиск навколишнього середовища) МПа

T_k - температура свіжого заряду на впуску (К)

ΔT - підігрів свіжого заряду на впуску. (Приймається за табличними значеннями 10K).

ξ - відношення теплоємності

p_r - параметр залишкових газів.

Далі переходимо до розрахунку індикаторного ККД за формулою

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot R_\mu \cdot M_1 \cdot T_k}{p_k \cdot \eta_v \cdot H_u}, \quad (3.15.)$$

де p_i - дійсний середній індикаторний тиск (МПа)

R_μ - постійна газова кДж/(кмоль·К)

H_u -нижча теплота згоряння палива МДж/кг

M_1 - кількість свіжого заряду

T_k - температура на впуску К

p_k - тиск на впуску мПа

η_v - коефіцієнт наповнення

Індикаторний ККД для двигуна Д-240 за довідковими джерелами та на підставі типових розрахунків 0,4001. Із застосуванням пристрою повітропідготовки для мобільних сільськогосподарських агрегатів індикаторний ККД збільшується.

Для визначення середнього ефективного тиску використовуємо рівняння:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m, \quad (3.16.)$$

Величина середнього ефективного тиску відіграє у підсумковій формулі

$$N_e = \frac{p_e \cdot iV_h \cdot n}{30 \cdot \tau_d}, \quad (3.17.)$$

де N_e – ефективна потужність кВт;

n - частота обертання колінчастого валу об/хв;

p_e – середній ефективний тиск МПа;

iV_h – робочий об'єм циліндрів см³;

τ - тактність двигуна од.;

i - кількість циліндрів од.;

Тепер зробимо розрахунок питомої ефективної витрати палива.

Для визначення величини g_e застосуємо формулу

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}, \quad (3.18.)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива

η_e - ефективний ККД, що визначається за формулою

$$\eta_e = \eta_i \eta_M$$

де η_i – коефіцієнт наповнення

$\eta_M = 0,8513$ (За табличними даними Д-243)

Формула питомої ефективної витрати палива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e}$$

Табличне значення питомої ефективної витрати палива 249 г/кВт·год.

Остання величина прийнята в розрахунках це ефективний крутний момент. Оскільки двигун Д-243 розвиває максимальний крутний момент, при 1600 обертів в хвилину необхідно розрахувати показник ефективної потужності під цей режим роботи.

$$N_e = \frac{p_e \cdot iV_h \cdot n}{30 \cdot \tau_d}$$

Рівняння ефективного крутного моменту набуває вигляду

$$M_{k.e} = \frac{9550 \cdot N_e}{n}$$

Рівняння ефективного крутного моменту і ефективної потужності являє собою підсумкові формули визначення ефективності функціонування силового агрегату на підставі параметра витрати повітря, що змінився, при збереженні циклової подачі палива.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕВІРКИ ФІЛЬТРІВ ДВЗ

4.1. Аналіз технологічного процесу та існуючого обладнання

Обслуговування системи подачі повітря тракторних та автомобільних ДВЗ включає такі операції:

- обслуговування повітроочисників;
- обслуговування турбокомпресора;
- герметизацію впускного тракту;

При ТО-1 проводять часткове обслуговування повітроочисника. Для цього знімають піддон повітроочисника, зливають забруднену оливу, промивають внутрішню порожнину ванни і кільцевий пояс піддона. Свіжу оливу (можна використовувати відфільтровану відпрацьовану оливу з картера двигуна) заливають до рівня кільцевого пояса, верхній ряд отворів внутрішньої чашки повинен бути занурений у оливу, перевіряють стан прокладок (ущільнюючого кільця) і ставлять піддон на місце.

Оглядають відцентровий повітроочисник (фільтр грубої очистки повітря) і при необхідності прочищають сітку та щілини для викидання пилу. Якщо трактор працює в умовах підвищеної запиленості повітря, на відцентровий повітроочисник рекомендується одягати марлевий мішок, який механізатор очищає періодично протягом зміни.

При ТО-2 проводять повне обслуговування повітроочисника. Воно полягає у промивці корпусу, піддона, прочищенні внутрішніх порожнин циклонів, промиванні і продуванні набивки і очищенні центральної труби. Попередньо за допомогою пристрою ОР-9928 перевіряють опір повітроочисника на впускній трубі двигуна.

Через кожні 120 год. роботи (а в умовах підвищеної запиленості повітря через 60 годин) у тракторів John DEERE 8430R знімають касети другого ступеню повітроочисника і продувають їх стиснутим повітрям до повного видалення

пилу. Замаслені касети поновлюють, занурюючи їх на 2 години в миючий розчин (20 г пасти ОП-7 або ОП-10 на 1 л води), підігрітій до 40-50°C. Після промивання касети протягом 24 год. сушать. Для зменшення часу обслуговування замаслені касети замінюють. У тракторів ХТА-250-13 через 240 год роботи, в осінньо-зимовий період через 480 год. промивають касету і дефлектор у дизельному паливі і протирають. Касету змочують оливою, струшують і дають стекти оливі.

При експлуатації трактора, комбайна, або самохідного шасі підсмоктування забрудненого повітря через негерметичність системи подачі повітря в циліндр знижує потужність і економічність двигуна.

Герметичність впускного повітряного тракту перевіряють, закривши отвори центральної труби. Для цього частоту обертання колінчастого вала зменшують до мінімальної величини і щільно закривають трубу. якщо двигун через 10-15 с не зупиниться, виявляють і усувають нещільності у з'єднаннях.

Підсмоктування повітря у місцях з'єднання виявляють за допомогою пристрою КИ-4870. До можливих місць підсмоктування запиленого повітря приставляють наконечник і спостерігають за рухом рідини у візуальному вікні вакуумметра. Переміщення рідини у вакуумметрі свідчить про наявність нещільностей у місцях з'єднання трубопроводів або шлангів. Знайдені нещільності усувають підтягуванням з'єднань на трубопроводах і в місцях з'єднання деталей повітроочистки.

При перевірці герметичності і місць підсмоктування повітря особливу увагу звертають на роз'єми повітроочисника і повітряного тракту, в інерційнооливних повітроочисниках - на з'єднання піддона з корпусом і корпуса із всмоктувальним колектором, у мультициклонних повітроочисників - на місця з'єднання корпуса з циклонною ступінню, а також з'єднання корпуса із всмоктувальним колектором двигуна і системою ежекції.

Для перевірки опору повітроочисника відкручують заглушку на впускній трубі двигуна (ПМЗ-8244.2, ПМЗ-10240), ставлять максимальну частоту обертання колінчастого вала і приставляють пружний наконечник індикатора до отвору на впускній трубі. Натискають на стержень і спостерігають за візуальним

поясом. Повне перекриття візуального поясу пристроєм сигнальним поршнем вказує на забруднення повітроочисника. У цьому випадку необхідно повне обслуговування повітроочисника: заміна оливи в піддоні і перевірка його герметичності.

Необхідність продування чи промивання фільтр-патронів у дизеля Д-243 визначають за допомогою індикатора, а дизелів Д-245 виконують ці операції при ТО-1.

Для контролю за гранично допустимим ступенем забруднення фільтр-патронів і визначення необхідності проведення технічного обслуговування повітроочисника на тракторних дизелях передбачене встановлення індикатора забрудненості ИЗВ-700 (рис. 4.1.) механічної дії.

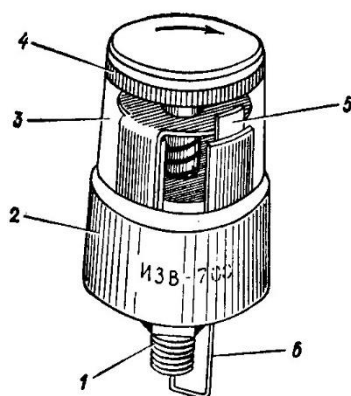


Рис. 4.1. Індикатор забрудненості повітроочисника:

1 - штуцер монтажний; 2 - корпус індикатора; 3 - ковпак корпуса індикатора; 4 - диск; 5 - барабан; 6 - голка для очищення монтажного штуцера

На дизелях без наддуву індикатор кріплять на впускному колекторі, а на дизелях з наддувом на трубку, з'єднуючи повітроочисник і турбокомпресор.

Сигналізуючим пристроєм індикатора є барабан 5 з яскраво-червоними кільцевими смугами. автоматичне спрацювання індикатора відбувається при забрудненні фільтрів патронів повітроочисника вище допустимої норми. У цей момент у вікнах ковпака 3 індикатора з'являються яскраво-червоні смужки, що вказує на необхідність проведення технічного обслуговування повітроочисника.

Як видно з приведеного аналізу, операція перевірки степені забруднення фільтрів системи подачі повітря дуже важлива, проте існуючі пристрої дають

можливість оцінити тільки стан повного забруднення. Для проведення діагностичних операцій, тобто оцінки проміжного стану фільтрів і прогнозування його залишкового ресурсу необхідні більш досконалі пристрої.

4.2. Обґрунтування конструкції пристрою

Для підвищення ефективності вимірювання опору фільтрів системи подачі повітря ДВЗ, нами пропонується універсальний пристрій, схема якого представлена на рис. 4.2.

Пристрій містить прозорий корпус 1, виконаний із полістиролу, кришку 2 корпуса із захисним кожухом 3. В середині корпуса 1 виконано приймальну порожнину 4, додаткову порожнину 5, закриту ковпаком 6, які з'єднані між собою каналом 7.

В приймальній порожнині 4 розміщений чутливий елемент 8, виконаний у вигляді діафрагми 9 із підпружиненим пружиною 10 поршнем 11, з'єднаною зі штоком 12 гвинтом 13. Усередині штока 12 розміщений компенсаційний жиклер 14 із каналом 15, сполучений приймальну порожнину 4 із атмосферою.

Діафрагма 9 чутливого елемента 8 закріплена у корпусі 1 за допомогою стакану 16, який служить також у якості напрямного елемента для штоку 12. окрім того, в пазу стакану 16 розміщений фільтруючий елемент 17, який служить для попереднього очищення атмосферного повітря, яке надходить в приймальну порожнину 4 через канал 15 жиклеру 14.

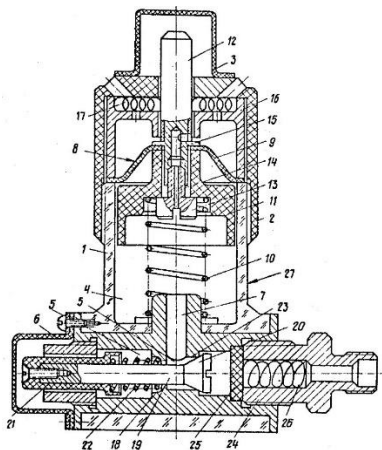


Рис. 4.2. Схема пристрою для перевірки фільтрів

В додатковій порожнині 5 розміщений запірний орган 18, виконаний у вигляді стержню 19, із клапаном 20 і кнопкою 21 і додаткова розпірна пружина 22, яка піджимає клапан 20 до сидла 23. при цьому запірний орган 18 роз'єднує у вихідному положенні приймальну порожнину 4 і додаткову порожнину 5 із впускним трактом двигуна, на якому кріпиться пристрій за допомогою штуцера 24, в останньому розміщені додаткові фільтри 25 і 26.

Прозорий корпус 1 обладнаний шкалою 27, градуйований у відносних одиницях вимірювання, що відповідають ступеню засміченості фільтру двигуна внутрішнього згоряння.

Пристрій працює наступним чином.

При незасміченому фільтрі повітроочисника запірний орган 18 із клапаном 20 роз'єднує приймальну 4 і додаткову 5 порожнини. По досягненню граничної ступені засміченості фільтру опір його, а, отже, і розрідження у впускному тракті досягають також граничного значення. При цьому клапан 20, долаючи опір пружини 22, автоматично відкривається, з'єднуючи приймальну порожнину 4 із порожниною 5 через канал 7. Під дією розрідження поршень 11, пофарбований у яскравий колір, переміщується відносно шкали 27 на прозорому корпусі 1 і своєю нижньою кромкою зупиняється проти поділки шкали, що відповідає граничній величині засміченості фільтра (максимальному опору фільтра, що чинить він повітрю, яке проходить через нього).

Показники приладу величини засміченості (опору) фільтра до моменту досягнення граничної величини визиваються примусовим натисканням кнопки 21 запірного органу 18 і з'єднанням приймальної порожнини 4 і додаткової порожнини 5 із впускним трактом двигуна. При цьому поршень 11 переміщується до поділки шкали 27 на корпусі 1, відповідній величині опору фільтра на даний момент часу. При відпусканні кнопки 21 клапан 20 під дією розпірної пружини 22 роз'єднує порожнини 4 і 5, тиск в цих порожнинах урівнюється через канал 15 компенсаційного жиклера 14, і поршень 11 під дією пружини 10 вертається у вихідне положення.

4.3. Розрахунок параметрів запірного клапана

Із схеми (рис. 4.2.) пристрою видно, що клапан 20 служить для з'єднання і роз'єднання камери розрідження із приймальною камерою, де розміщені чутливий елемент 8. При цьому клапан знаходиться з однієї сторони під дією зусилля пружини 22, а з другої сторони під дією розрідження. В даному випадку найважливішим параметром буде зусилля пружини, яке в свою чергу залежатиме від площі поршня і величини допустимого розрідження.

Виходячи з цього, в першу чергу визначимо максимальне зусилля, яке буде діяти на поршень в результаті виникнення розрідження. при цьому, виходячи із вимог до систем подачі повітря, приймаємо максимально допустиме розрідження у випускній системі рівним $\Delta P = 2 \cdot 10^4$ Па.

Сила, яка діє на клапан, визначиться по формулі

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \Delta P, \quad (4.1.)$$

де d_1 - діаметр клапана;

$$F_1 = \frac{3,14 \cdot 20^2 \cdot 10^6}{4} \cdot 2 \cdot 10^4 = 6,28 \text{ Н.}$$

Отже, максимальне зусилля, яке діє на поршень під дією розрідження, рівне $F_1 = 6,28$ Н. Розрахунок пружини будемо вести по отриманому значенню зусилля F_1 .

Основними геометричними параметрами циліндричних пружин є: d - діаметр дроту; D - середній діаметр пружини; $c = \frac{D}{d}$ - індекс пружини; t - крок витків; z - робоче число витків пружини; α - кут піднімання витків; l - довжина робочої частини пружини (рис. 4.3.).

Для виготовлення пружини вибираємо вуглецеву ресорно-пружинну сталь згідно стандартів. Діаметр дроту визначаємо по формулі

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot c \cdot F_1}{[r_k]}}, \quad (4.2.)$$

де k - коефіцієнт врахування кривизни витків пружини, $k \approx 1,14$;

$[\tau_k]$ - допустиме напруження на кручення для дроту пружини, $[\tau_k]=80$ Н/мм²;

c - індекс пружини, $c=10$.

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{1,14 \cdot 10 \cdot 6,28}{80}} = 1,51.$$

Приймаємо згідно стандартів діаметр дроту $d=1,5$ мм.

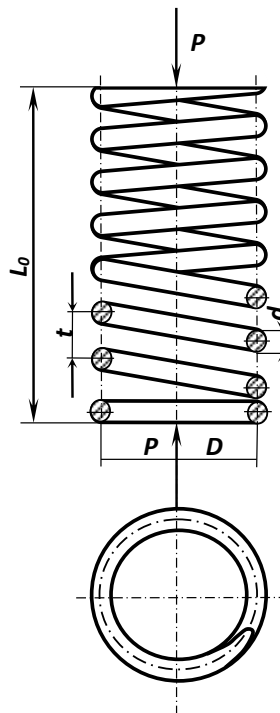


Рис. 4.3. Схема пружини

Середній діаметр пружини D визначається по формулі

$$D = c \cdot d ; \quad (4.3.)$$

$$D = 10 \cdot 1,5 = 15 \text{ мм.}$$

Зміна довжини (осадка) λ пружини на розтягування або стиск. визначається розрахунком пружини на жорсткість. З другої сторони, з конструктивних міркувань, λ може бути прийняте. Тоді, робоче число витків пружини визначиться по формулі

$$Z = \frac{\lambda \cdot G \cdot d}{8 \cdot \Delta F \cdot c^3}, \quad (4.4.)$$

де G - модуль зсуву матеріалу пружини, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

ΔF - зміна навантаження на пружину від заданого значення $F_{1\max}$,

$$\Delta F = F_{1\max} - F_1 = 1\text{Н};$$

λ - усадка, $\lambda = 5$ мм.

Підставивши значення, отримаємо

$$z = \frac{5 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 1,5 \cdot 10^{-1}}{8 \cdot 1 \cdot 10^3} = 7,5 \text{ витків.}$$

Повне число витків пружини

$$z_n = z + (1,5 \dots 2); \quad (4.5.)$$

$$z_n = 7,5 + 1,5 = 9.$$

Мінімальний зазор між витками при максимальному навантаженні на пружину

$$\Delta = (0,1 \dots 0,2) \cdot \frac{\lambda}{z}; \quad (4.6.)$$

$$\Delta = 0,15 \cdot \frac{5}{9} \approx 0,1 \text{ мм.}$$

Крок пружини при максимальному навантаженні на пружину

$$t = \frac{\lambda}{z} + d + \Delta; \quad (4.7.)$$

$$t = \frac{5}{9} + 1,5 + 0,1 = 2,16 \text{ мм.}$$

Довжина стиснутої пружини

$$L = (z_n - 0,5) \cdot d; \quad (4.8.)$$

$$L = (9 - 0,5) \cdot 1,5 = 12,75 \text{ мм.}$$

Довжина ненавантаженої пружини

$$L_0 = L + z \cdot (t - d); \quad (4.9.)$$

$$L_0 = 12,745 + 9 \cdot (2,16 - 1,5) = 18,69 \approx 19 \text{ мм.}$$

Довжина дроту для виготовлення пружини

$$l = \frac{\pi \cdot D \cdot z_n}{\cos \alpha}, \quad (4.10.)$$

де α - кут нахилу витків пружини, $\alpha = 15^\circ$.

$$l = \frac{3,14 \cdot 15 \cdot 9}{\cos 15^\circ} = 438,8 \text{ мм.}$$

4.4. Розрахунок параметрів чутливого елемента пристрою

Для реагування на створюване в середині корпусу розрідження, а, відповідно, і оцінки степені забрудненості фільтра, використовують чутливий елемент, який представляє собою підпружинений поршень 11 (рис. 4.2.).

Основними параметрами, які необхідно розрахувати будуть: зусилля, яке діє на поршень і жорсткість пружини.

Із конструктивних міркувань діаметр поршня рівний $d_{\text{п}} = 65$ мм; хід поршня, а, отже, і робоча осадка пружини, $\lambda_0 = 40$ мм. Пружина виготовляється із сталевго дроту $d = 3$ мм і $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; середній діаметр витка пружини $2R = 30$ мм.

Визначаємо силу, яка діє на поршень за формулою (4.1.)

$$F_e = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} \cdot \Delta P; \quad (4.11.)$$

$$F_e = \frac{3,14 \cdot 65^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 2 \cdot 10^4 = 66,3 \text{ Н.}$$

Знайдемо необхідне число витків пружини n при умові, що при максимальному опусканні поршня ще залишався запас на стискання пружини не менше $\lambda_2 = 10$ мм. Для цього знайдемо спочатку початкову осадку λ_1 :

$$\lambda_1 = \frac{64 \cdot F_e \cdot R^3 \cdot n}{G \cdot d^4}; \quad (4.12.)$$

$$\lambda_1 = \frac{64 \cdot 66,3 \cdot 15^3 \cdot n}{8 \cdot 10^4 \cdot 3^4} = 2,2n \text{ мм.}$$

Повна осадка пружини в навантаженому стані буде складатися із λ_1 , λ_0 , λ_2 .

Ця сума повинна рівнятися різниці кроку пружини і діаметра дроту, перемноженій на число витків. тобто

$$\lambda_1 + \lambda_0 + \lambda_2 = n \cdot (t - d). \quad (4.13.)$$

Або

$$2,2n + 40 + 10 = n \cdot (8 - 3). \quad (4.14.)$$

Звідси

$$n = \frac{50}{2,8} = 17,8 \text{ витків.}$$

Найбільше напруження в пружині при повному опусканні поршня знайдемо, зв'язавши вирази для визначення λ і $\tau_{\max}$. Тоді, із виразу (4.12.):

$$F_1 = \frac{\lambda \cdot d^4 \cdot G}{64 \cdot R^3 \cdot n}. \quad (4.15.)$$

Для $\tau_{\max}$:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot F_1 \cdot R}{\pi \cdot d^3}. \quad (4.16.)$$

Підставивши в (4.16.) силу F_1 із (4.15.), отримаємо

$$\tau_{\max} = \frac{\lambda \cdot d \cdot G}{4 \cdot R^2 \cdot n \cdot \pi} \quad (4.17.)$$

$$\tau_{\max} = \frac{80 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 10^4}{4 \cdot 15^2 \cdot 17,8 \cdot 3,14} \text{ Н/мм}^2.$$

Згідно формул (4.8.), (4.9.), (4.10.), визначаємо наступні параметри пружини:

- довжина ненавантаженої пружини $L_0 = 18,69 \approx 19 \text{ мм.}$;
- довжина стиснутої пружини $L = 12,75 \approx 13 \text{ мм.}$;
- довжина дроту для виготовлення пружини $l = 438,8 \approx 439 \text{ мм.}$

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЮ ПОВІТРЯПІДГОТОВКИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ТРАКТОРА

Сукупність наявних параметрів роботи серійного та модернізованого двигуна, а також дані про транспортні витрати в умовах ТОВ «Мрія» Київської області, дозволяє провести оцінку економічної ефективності впровадження цієї розробки, згідно з методикою, що має обґрунтування в типових розрахунках ефективності модернізації та розрахунку окупності передових інженерно-технічних розробок при впровадженні у транспортні та технологічні процеси в АПК.

Оцінка економічного ефекту впровадження розробки проводилась у цінах 2023 року.

Для обґрунтування інженерного рішення без вартісної оцінки визначається економічна ефективність капітальних вкладень мінімуму наведених витрат.

$$C_i + E_n \cdot K_i \rightarrow \min \quad (5.1.)$$

де C - поточні експлуатаційні витрати, грн.;

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

K - капітальні вкладення, грн.

У разі капітальні вкладення - це кошти, спрямовані на модернізацію діючих основних фондів. Якщо розглядати їх за призначенням, то вони необхідні інтенсифікації виробництва.

До суми капітальних вкладень нами було включено витрати на виготовлення та встановлення пристрою.

Витрати модернізацію визначалися по формулі:

$$K_B = Z_{O.D.} + Z_{P.D.} + Z_{B.P.} + Z_{3.B.} \quad (5.2.)$$

де $З_{О.Д.}$ - Витрати на виготовлення оригінальних деталей (пристрою), грн.;

$З_{П.Д.}$ - Вартість покупних деталей, виробів, агрегатів, по прејскуранту, грн.;

$З_{В.Р.}$ - Заробітна плата виробничих робітників, зайнятих на складанні конструкцій, грн.;

$З_{З.В.}$ - Загальновиробничі (цехові витрати) на модернізацію, грн.

Витрати виготовлення оригінальних деталей:

$$З_{О.Д.} = C_M + C_{П.Р.}, \quad (5.3.)$$

де C_M - вартість матеріалу заготовок для виготовлення оригінальних деталей, грн.;

$C_{П.Р.}$ - Заробітна плата, робітників, зайнятих на виготовленні оригінальних деталей, з урахуванням додаткової зарплати та відрахувань на соціальні потреби, грн.;

Вартість матеріалів заготовок для виготовлення оригінальних деталей:

$$C_M = C_1 \cdot Q_3, \quad (5.4.)$$

де C_1 - ціна одиниці матеріалу заготовок, грн.;

Q_3 - кількість матеріалу, $см^3$.

Таблиця 5.1.

Витрати на матеріали для виготовлення пристрою

Найменування матеріалу	Од. вим.	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума витрат, грн.
АВС-пластик	$см^3$	230	10	2300

Повна заробітна плата виробничих робітників, зайнятих на складанні конструкції:

$$C_{В.Р.1} = t_1 \cdot C_{ГОД} \cdot K_t \cdot K_{СОЦ}, \quad (5.5.)$$

де t_1 - кількість часу, що витрачається виготовлення пристрою, год.;

$C_{\text{ГОД}}$ - годинна ставка робітників, грн.;

K_t - коефіцієнт, що враховує доплати до основної зарплати ($K_t = 1,125$);

$K_{\text{СОЦ}}$ - коефіцієнт, що враховує доплати на соціальні потреби ($K_{\text{СОЦ}} = 1,26$).

Таблиця 5.2.

Витрати на роботу з виготовлення та встановлення пристрою

Найменування операцій	Кількість часу, витрачається на виготовлення пристрою, год.	Тарифна ставка, грн./год.	K_t	$K_{\text{СОЦ}}$	Сума витрат, грн.
Виготовлення пристрої	20	106	1,125	1,26	3005,1

Т. О. Витрати виготовлення оригінальних деталей (пристрою).

Механізм установки полягає у заміні серійного корпусу повітряного фільтра на змінений. Для обслуговування старої системи фільтрації повітря необхідно відкрутити єдиний хомут, що стягує, фіксуючий корпус повітряного фільтра на двигуні. Подібну операцію слід зробити при встановленні модернізованої системи фільтрації повітря. Великих витрат не потрібно. Отже $Z_{\text{В.Р.}} = 0$, оскільки ця операція серійна, яка не виходить за рамки методики проведення технічного обслуговування системи фільтрації повітря дизельних двигунів. Виходячи з цього $Z_{\text{П.Д.}} = 0$, оскільки не вимагає спеціалізованих навичок та тимчасових витрат на встановлення зміненого повітряного фільтра, оснащеного пристроєм підвищення тягово-експлуатаційних, економічних та екологічних показників.

Загальновиробничі (цехові) накладні витрати на модернізацію конструкції:

$$Z_{\text{З.В.}} = \frac{C_{\text{П.Р.}} \cdot R_{\text{З.П.}}}{100}, \quad (5.6.)$$

де $C_{п.р.}$ – основна заробітна плата виробничих робітників, які приймають участь у виготовленні пристрою, грн.;

$R_{з.п.}$ - відсоток загальноновиробничих витрат ($R_{з.п.} = 62\%$).

$$З_{з.в.} = \frac{3005,1 \cdot 62}{100} = 1863,2$$

Загальна сума капітальних вкладень на модернізацію обраховується, виходячи з формули (5.2.):

$$K_B = 5305,1 + 0 + 0 + 1863,2 = 7168,3,$$

Для проведення економічної оцінки ефективності впровадження модернізованого повітряного фільтра оснащеного пристроєм підвищення тягово-експлуатаційних, економічних та екологічних показників трактора розглянемо в табл. 5.3. основні параметри трактора тягового класу 14 кН.

Таблиця 5.3.

Параметри трактора тягового класу 14 кН

Параметри	Трактор-прототип (початковий варіант)	Модернізований трактор
Нормативна потужність двигуна, кВт	60	60
Годинна витрата палива при максимальному моменті, що крутить, кг/год	6,4	5,1
Вартість дизельного палива грн./кг	51,9	51,9
Сезонне напрацювання, год	67,5	67,5
Коефіцієнт використання трактори	0,8	0,8

Загалом ефективність впровадження нових технічних засобів визначається залежністю

$$E = \left[P_1 \cdot \frac{B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_I}{P_2 + E_H} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_H \cdot (K'_2 - K'_1)}{P_2 + E_I} - P_2 \right] \cdot A. \quad (5.7.)$$

де P_1 , P_2 - приведені витрати в існуючому (індекс 1) та проектному (індекс 2) варіантах;

B_1 - річні обсяги робіт;

P_1, P_2 - частки відрахувань від балансової вартості коштів на відновлення;

I'_1, I'_2 - експлуатаційні витрати (витрати на експлуатацію виробів у споживача);

K'_1, K'_2 - капітальні вкладення у відповідних варіантах;

A - кількість засобів, що обслуговуються.

Експлуатаційні витрати визначаються за формулою

$$I' = C_{\Pi} + T_{\text{ПММ}} + A + P + \Pi, \text{ грн.} \quad (5.8.)$$

де C_{Π} - заробітна плата виконавців;

$T_{\text{ПММ}}$ - витрати на паливо та мастильні матеріали;

A - амортизаційні відрахування на повне відновлення основних засобів;

P - витрати на ремонт та технічне обслуговування;

Π - інші прямі витрати (вартість допоміжних матеріалів, витрати на переобладнання, зберігання тощо.).

Заробітна плата виконавців визначається за формулою

$$C_{\Pi} = \sum L \cdot C_{\text{ГОД}} \cdot K_0 \cdot T_P, \text{ грн.} \quad (5.9.)$$

де L - кількість виконавців, чел.;

$C_{\text{ГОД}}$ - годинна тарифна ставка, грн. (годинна тарифна ставка тракториста 230,09 грн./год);

K_0 - коефіцієнт збільшення оплати праці за тарифом;

T_P - річне нормативне напруження, год.

$$C_{\text{ГОД}} = \frac{M_{\text{РОП}} \cdot K_T \cdot K_y}{(t_{\text{рдн}} \cdot t_{\text{рг}})}, \text{ грн.} \quad (5.10.)$$

де $M_{\text{РОП}}$ - мінімальний розмір оплати праці;

K_T - тарифний коефіцієнт, $K_T = 2,02$;

K_y - коефіцієнт умов праці, $K_y = 1,8$;

$t_{\text{рдн}}$ - середня розрахункова кількість робочих днів на місяці, $t_{\text{рдн}} = 25,2$ дн.;

$t_{\text{рг}}$ - середня кількість робочих годин у робочому дні, $t_{\text{рг}} = 7$ год.

Коефіцієнт $K_0 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5$ розраховуємо при використанні трактора у виробництві:

K_1 - коефіцієнт доплат продукцію ($K_1 = 1,25 \dots 1,50$);

K_2 - коефіцієнт, враховує надбавку за класність ($K_2 = 1,1 \dots 1,2$);

K_3 - коефіцієнт, що враховує додаткову заробітну плату ($K_3 = 1,15$);

K_4 - коефіцієнт, враховує нарахування на соціальні потреби ($K_4 = 1,26$)

K_5 - коефіцієнт, враховує оплату відпусток ($K_5 = 1,06 \dots 1,1$).

Тоді коефіцієнт збільшення оплати праці виконавця дорівнюватиме

$$K_0 = 1,37 \cdot 1,15 \cdot 1,15 \cdot 1,26 \cdot 1,08 = 2,47$$

$$C_{\Pi} = 3 \cdot 230,09 \cdot 2,47 \cdot 67,5 = 115085,27 \text{ грн.}$$

Витрати на паливо та мастильні матеріали визначаються за формулою

$$T_{\text{ПММ}} = Z_{\Pi} + Z_{\text{М}}, \quad (5.11.)$$

Витрати на дизельне паливо визначаються за формулою

$$Z_{\Pi} = G_{\Pi} \cdot K_{\text{В}} \cdot C_{\Pi} \cdot T_{\text{Р}}, \text{ грн.} \quad (5.12.)$$

де G_{Π} – годинна витрата палива за номінальної потужності, кг/год;

$K_{\text{В}}$ - коефіцієнт використання трактора;

C_{Π} - ціна 1 кг дизельного палива, грн.;

$T_{\text{Р}}$ - річне нормативне напрацювання, год.

$$Z_{\Pi 1} = (6,4 \cdot 0,8 \cdot 51,9 \cdot 67,5) \cdot 3 = 53809,92 \text{ грн.}$$

$$Z_{\Pi 2} = (5,1 \cdot 0,8 \cdot 51,9 \cdot 67,5) \cdot 3 = 42879,78 \text{ грн.}$$

Витрати на моторне масло визначаються за формулою

$$З_M = G_{\Pi} \cdot T_P \cdot H \cdot Ц_M, \text{ грн.} \quad (5.13.)$$

де H - норма витрати олії від витрати палива (0,6%);

$Ц_M$ - ціна моторної оливи, грн.

$$З_{M1} = (6,4 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 94,79) \cdot 3 = 873,58 \text{ грн.}$$

$$З_{M2} = (5,1 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 94,79) \cdot 3 = 696,14 \text{ грн.}$$

Витрати на паливо та мастильні матеріали становитимуть:

$$T_{\Pi MM1} = 53809,92 + 873,58 = 54683,5 \text{ грн.}$$

$$T_{\Pi MM2} = 42879,78 + 696,14 = 43575,92 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування, які припадають на працювання трактора

$$A = \frac{B \cdot \alpha}{100}, \text{ грн.} \quad (5.14.)$$

де B - залишкова балансова вартість трактора в базовому варіанті, грн.;

α - норма амортизаційних відрахувань ($\alpha = 12,5\%$).

$$A_1 = \frac{44000 \cdot 12,5}{100} = 5500 \text{ грн.}$$

$$A_2 = \frac{51168,3 \cdot 12,5}{100} = 6396,04 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт та ТО, які припадають на роботу трактора

$$P = \frac{B \cdot p}{100}, \text{ грн.} \quad (5.15.)$$

де p - нормативи витрат коштів на ремонт, ТО та зберігання трактора ($p = 10\%$).

$$P_1 = \frac{44000 \cdot 10}{100} = 4400 \text{ грн.}$$

$$P_2 = \frac{51168,3 \cdot 10}{100} = 5116,83 \text{ грн.}$$

Експлуатаційні витрати становитимуть:

$$I'_1 = 115085,27 + 54683,5 + 5500 + 4400 = 179668,77 \text{ грн.}$$

$$I'_2 = 115085,27 + 43575,92 + 6396,04 + 5116,83 = 170174,06 \text{ грн.}$$

Сезонна економія визначається за формулою

$$E_p = (I_1 - I_2), \quad (5.16.)$$

де I_1 - експлуатаційні витрати в базовому варіанті, грн.;

I - експлуатаційні витрати в проектному варіанті, грн.

$$E_p = (179668,77 - 170174,06) = 9494,71 \text{ грн.}$$

Термін окупності додаткових капітальних вкладень визначається за формулою

$$T_0 = \frac{\Delta KB}{E_p}, \quad (5.17.)$$

де T_0 - термін окупності додаткових капітальних вкладень, років;

ΔKB - додаткові капітальні вкладення, грн.;

E_p - річна економія, грн.

$$T_0 = \frac{7168,3}{9494,71} = 0,75 \text{ сезона}$$

Результати розрахунку економічної ефективності зведено до табл. 5.4.

Таблиця 5.4.

Економічна ефективність модернізованого трактора

Показник	ПМЗ-8244.2	ПМЗ-8244.2 М
Балансова вартість трактора, грн.	44000	51168,3
Додаткові витрати, грн.	-	7168,3
Витрата палива, кг/год	6,4	5,1
Сезонна економія палива, кг	-	263,25
Експлуатаційні витрати, тис. грн.	179,67	170,17
Сезонна економія, грн.	-	9494,71
Термін окупності додаткових капітальних вкладень, сезон		0,75

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНИ ПРАЦІ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Вимоги безпеки під час миття сільськогосподарської техніки

Пост зовнішнього миття машин має бути розташований на далекій відстані від ліній електропередачі і відкритих частин електрообладнання. Електрична напруга у колах керування мийними машинами не повинно перевищувати 12 В. Мийні естакади обладнують апарелями для в'їзджання й з'їзджання машин з кутом піднімання їх не більше 10°, колесовідбійними брусами, майданчиками і трапами з рифленими поверхнями та поручнями. Для доочищення машин від бруду вручну застосовують спеціальні скребки і волосяні щітки.

Мийні відділення ремонтних майстерень розміщують в ізольованих приміщеннях, обладнують вентиляцією, а мийні ванни – витяжними зонтами або бортовими відсмоктувачами. Для миття застосовують мийні засоби, що не впливають шкідливо на шкіру рук.

Готуючи мийний розчин, потрібно забезпечити допустимі концентрацію і температуру. Ці відомості необхідно почепити поряд з мийною установкою. Двері її мають герметично закриватися. Відкривати їх дозволено через 3-5 хв. після закінчення миття і увімкнення вентиляції.

Мийні машини повинні промивати деталі від мийного розчину. Не можна залишати на вимитих деталях нальоти агресивних розчинів. Зливати відпрацьований мийний розчин потрібно тільки після його охолодження до 40°C.

Заборонено застосовувати для миття бензин або інші легкозаймисті рідини, використовувати відкритий вогонь у зоні миття; прати спецодяг і мити руки мийними розчинами.

Вимоги безпеки праці під час розбирання і складання сільськогосподарських машин

Розбирають і складають машини, агрегати і вузли машин на спеціально відведених майданчиках і ділянках (у ремонтних майстернях – у відповідності

з технологічним процесом), розташовуючи ремонтвані машини і технологічне обладнання так, щоб залишалися проходи для людей шириною не менше 1,0 м, а для проїжджання машин – на 1,4 м більше їх ширини. Від встановлених машин до стаціонарного обладнання передбачають проходи (зони для обслуговування) шириною не менше 1,2 м, а до воріт – не менше 2,0 м. Не можна захащувати робочі проходи деталями і вузлами.

Оглядові ями облицьовують керамічною плиткою, обладнують спрямівниками для коліс машин, сходами з обох боків, стаціонарним (12 В) освітленням у нішах, знімним (розсувним тощо) настилом, здатним витримати вагу машини. Для виконання робіт лежачи під машиною використовують лежаки або мати.

Верстати, стелажі, столи, шафи, тумбочки повинні міцно стояти на підлозі. Ширина верстаків має бути не вужче 0,75 м. Відстань між лещатами на верстатах повинно бути не менше 1 м. З боку, зверненого до інших робочих місць і проходів, верстаки повинні мати захисну сітку.

Для ремонтних робіт застосовують вантажопідіймальні засоби, різні знімачі, гайковерти, преси та інші засоби малої механізації.

Електроінструмент застосовують напругою не вище 380/220 В. Робітникам видають засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) від ураження електричним струмом: гумові рукавиці, діелектричні калоші або гумові килимки (за напруги до 42 В це робити не обов'язково).

Не рідше одного разу на місяць у електроінструмент потрібно перевіряти – вимірювати опір ізоляції (має бути не менше 500 МОм), а також надійність ланцюга занулення. Під час роботи кабелі, що йдуть до електроінструменту, за можливості підвішують і не допускають їх контакту з гарячими, вологими, масляними поверхнями, щоб уникнути пошкодження ізоляції.

Переносні ручні світильники повинні мати рефлектор, захисну сітку, гачок для підвішування. Застосовувана напруга живлення для них – не більше 42 В; електричний кабель повинні бути з мідними гнучкими жилами перерізом 0,75-1,0 мм².

Молотки та кувалди повинні мати злегка опуклу, гладку, незбиту поверхню, бути щільно насадженими на дерев'яні ручки і розклинені металевими клинами. Ручки ручних інструментів виготовляють із сухого дерева твердих порід (береза, дуб, бук, клен, ясен та ін.), але не з ялини чи сосни. Поверхню ручок гладко зачищають. Тріщин та сучків у них бути не повинно. До вільного кінця ручка має трохи товщати, щоб уникнути вислизання з рук.

Гайкові ключі повинні відповідати розмірам гайок і голівок болтів, бути без тріщин, задирок, з паралельними губками.

Травмонебезпечним є викручування гайок за допомогою зубила і молотка, з нарощуванням ключів (один іншим). Доцільно використовувати гайковерти, накидні і торцеві ключі, а в незручних місцях – ключі з шарнірами і тріскачкою.

Для випресовування і запресовування втулок, підшипників, осей та інших деталей з щільною посадкою необхідно застосовувати спеціальні знімачі, преси (молотки – тільки з мідними бойками). Заборонено перевірка співосності отворів суміщаних деталей і вузлів пальцями. Потрібно застосовувати спеціальні оправки.

Керни, свердла, розгортки та інші різальні інструменти необхідно правильно заточувати, ручки коловоротів повинні бути гладкими. Для перенесення інструментів використовують сумки або легкий переносний ящик. Напилки, шабери, стамески, долота, викрутки, ножівки та інші інструменти такого роду міцно закріплюють у гладкій рукоятці, а ножі – у чохлах. Знімачі повинні мати справні лапки, тяги, упори та гвинти.

Пристосування для монтування і демонтування пружин стиснення обладнують спеціальним захисним кожухом (від вилітання пружини).

Важкі (масою понад 20 кг) деталі і вузли потрібно знімати і ставити, застосовуючи вантажопідіймальні механізми.

Під час ремонтування машин з високим розташування вузлів і деталей (вище 1 м) застосовують драбини з шириною щаблів не менш 150 мм або підмостки. Під колеса машин, щоб уникнути їх відкочування, підкладають

упори; вихлопну трубу приєднують до витяжного пристрою. Заборонено виконувати будь-які роботи на машині, підвішеній тільки на одних домкратах, телях, без встановлення її на спеціальні підставки. Рейкові і гвинтові домкрати встановлюють з піддомкратними і наддомкратними прокладками.

Рубати та різати метал, заправляти і заточувати інструмент потрібно у захисних окулярах і рукавицях. Стружки, тирса, обрізки металу видаляють щітками, скребками; здувати їх стисненим повітрям або згрібати руками заборонено (є небезпека потрапляння в очі або травмування рук).

Не можна працювати під піднятими самоскидними кузовами машин і тракторних візків, а також під навісними сільськогосподарськими знаряддями без установлення під них упорів (щоб уникнути самовільного опускання і притискання працівників). Не можна розбирати та збирати агрегати і вузли, які утримують на тросах вантажопідіймальні механізми.

ВИСНОВКИ

1. В результаті проведеного аналізу причин та факторів зниження надійності тракторних дизельних двигунів узагальнено види зносу сільськогосподарських машин. Фактором підвищення надійності та зниженням зносу техніки є вдосконалення системи повітропідготовки.

2. На основі теоретичних досліджень визначено значення параметрів улаштування повітропідготовки. Діаметр основи пристрою 78 мм, висота пристрою 180 мм, кількість лопаток 8, кут сходження лопаток 300 перший коефіцієнт зміни площі перерізів 1,768 другий коефіцієнт зміни площі перерізу 1,33.

3. Розроблено конструктивно-технологічну схему оснащення пристроєм повітропідготовки для тракторних дизельних двигунів, що встановлюється в каналі впуску, що містить вертикальні напрямні лопатки, виконані у вигляді пластин прямокутної форми і встановлені по дотичній до циліндричної поверхні, утвореної верхнім і нижнім основами у формі кільця.

4. Розроблено конструкцію пристрою для перевірки фільтрів дизельних двигунів тракторів.

5. Економічний ефект від використання пристрою повітропідготовки в дизельному двигуні трактора ПМЗ-8244.2 + причіп 2-ПТС4 на транспортних роботах у розмірі 67,5 мото-год., склав 9494,71 гривень за один зернозбиральний сезон.

Пристрій повітропідготовки рекомендується використовувати в галузях сільського господарства, де більшу частину роботи здійснює двигун внутрішнього згоряння. Зниження експлуатаційних витрат приносить додатковий дохід у вигляді економії енергетичних ресурсів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хімченко А.В., Мішин Д.Г., Бузов А.В. Зниження нерівномірності крутного моменту двигуна з відключенням циліндрів на режимах часткового навантаження. 2013. № 1. С. 46-51.
2. Анісімов В.Ф. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / В.Ф. Анісімов, А.А. П'ясецький. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2010. - 41 с
3. Коновалюк О. В. Технічний сервіс в агропромисловому комплексі. Навчальний посібник / О. В. Коновалюк, В. М. Кіяшко, М. В. Колісник. – К.: Аграрна освіта, 2013. – 320 с.
4. Бабанін О. Б., Буцький О. В. Аналіз методів діагностування паливної апаратури дизелів // Збірник наукових праць УкрДУЗТ, 2017, вип. 168. С. 31–37.
5. Колобов К. С. Розробка методики експрес-діагностування дизеля // К. С. Колобов / LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. К.: НТУ, 2017. С. 51.
7. Манаков А. Л. Використання внутрішньоциклових параметрів обертання колінчатого вала для оцінки технічного стану двигунів внутрішнього згорання // Наукові проблеми транспорту. 2014. № 3. С. 178–182.
8. Методи нерозбірного діагностування дизелів при експлуатації рухомого складу // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2012. Вип. 41. С. 56–60.
9. Розум Р., Буряк М. Методологія діагностування дизельних двигунів // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2022. № 1 (18), 138–142.
10. Rozum R. I., Shevchuk O. S., Prohnii P. B. Optimization of working processes of internal combustion engines with the purpose of improving their environmentality. Modern engineering and innovative technologies. Sergeieva&Co Karlsruhe (Germany) 2022. Issue 19. Part 1. P. 147–150.

11. Анісімов В. Ф. Дослідження впливу кута випередження подачі на експлуатаційні показники роботи дизеля при переведенні його на біодизельне паливо / В. Ф. Анісімов, Л. П. Серeda, В. Б. Рябошапка, А. А. П'ясецкий// Промислова гідравліка і пневматика, №2(20) 2008. 7 с.
12. Комаха В.П. Дослідження взаємозв'язку ефективних показників двигуна та тягових характеристик трактора з використанням біодизельного палива на основі тягово-потужнісного балансу / В.П. Комаха, В.Б. Рябошапка // Техніка, енергетика, транспорт АПК. №3 (95). Вінниця. 2016. С. 193 – 198.
13. Яцковський В.І., Гунько І.В., Гуцаленко О.В. Сучасні методи розрахунків ДВЗ. Вінниця, Монографія, РВВ ВНАУ, 2016. - с.
14. Надикто В.Т. Проблеми баластування колісних тракторів. Техніка і технології в АПК. 2013. №2. С.7-9.
15. Надикто В.Т., Величко О.В. Прогноз розвитку енергонасиченості сільськогосподарських тракторів. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2015. Вип. №1 (100).
16. Надикто В.Т. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт. Техніка і технології АПК. 2014. N 7. С. 34 - 38.
17. Основи технічного сервісу транспортних засобів. Форнальчик Є. Ю., Качмар Р. Я. – Львів, Львівська політехніка, 2017. – 324 с.
18. Корогодський В.А. Визначення раціонального циклу та способу організації робочого процесу двигуна за навантажувальною характеристикою. 127 Вісник ХНАДУ, 2020. Вип. 90. С. 80–94,
20. Грицюк О.В. Електронний конспект лекцій з дисципліни «Випробування ДВЗ». Режим доступу: <http://files.khadi.kharkov.ua//avtomobilnij-fakultet/dviguniv-vnutrishnogo-zgoryannya/item/13568-ov-hrytsiyk-vyprobuvannya-dvz.html>.| Харків: ХНАДУ, 2018. – 156 с.

ДОДАТКИ