

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

**Завідувач кафедри
Тракторів і автомобілів**

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Удосконалення конструкції головного зчеплення трактора як засіб
підвищення розгінних показників агрегату»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Степанов О.В.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Доценко Владислав Олександрович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет**

**ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри**

тракторів і автомобілів та

Д.Т.Н., проф. _____ **Калінін Є.І.**
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ПІБ)
« _____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту

Доценко Владиславу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра на тему «Удосконалення конструкції головного зчеплення трактора як засіб підвищення розгінних показників агрегату»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026р. №510 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: _____ 01.05.2026

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра: патентні бази; довідники з проєктування машин; науково-дослідна література.

Перелік питань які потрібно розробити _____

Вступ

Вибір і обґрунтування теми модернізації;

Аналіз конструкції і роботи модернізованого вузла;

Патентний пошук. порівняльний аналіз схем аналогів;

Розрахунок муфти зчеплення.

Перелік графічного матеріалу: Мета і завдання дипломного проєкту; Трактор модернізований (складальне креслення); Керування зчепленням (складальне креслення); Муфта зчеплення (складальне креслення); Корпус зчеплення (складальне креслення). Деталювання. Висновки

Дата видачі завдання «23» лютого 2026 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра

(підпис)

Степанов О.В.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Доценко В.О.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Вибір і обґрунтування теми модернізації	4
1.1 Підстави проекту модернізації	4
1.2 Область застосування	9
2 Аналіз конструкції і роботи модернізованого вузла	13
3 Патентний пошук. порівняльний аналіз схем аналогів	22
3.1 Огляд конструкцій муфт зчеплень тракторів зарубіжних фірм	22
4 Розрахунок муфти зчеплення	26
4.1 Розрахунок числа пар тертя фрикційної муфти зчеплення	26
4.2 Тепловий розрахунок	27
4.3 Розрахунок тарільчастої пружини	29
4.4 Тяговий розрахунок	32
4.4.1 Методика розрахунку тягової характеристики трактора	34
5 Розрахунок економічної ефективності від впровадження запропонованої системи	47
5.1 Розрахунок матеріальних збитків від виробничого травматизму	47
5.2 Капітальні вкладення	47
5.3 Річний економічний ефект запропонованого проекту	48
Загальні висновки	49
Список використаних джерел	50
Додатки	53

ВСТУП

Підвищення ефективності народного господарства безпосередньо пов'язане з розвитком машинобудівного комплексу, важливу частину якого становить автотракторобудування.

У сучасних автомобілях, тракторах та інших транспортних і тягових машинах одним з агрегатів трансмісії є фрикційне зчеплення (ФЗ). Довговічність даного агрегату не завжди в повній мірі відповідає вимогам сьогодення.

Різнобічні і різнопланові дослідження різних авторів показують, що обмеженість ресурсу ФЗ пов'язана з тим, що їх розрахунки і проектування ведуться без детального обліку взаємопов'язаних динамічних, теплових і фрикційних процесів, що виникають на парах тертя (ПТ) ФЗ. За останні кілька років виконано значну кількість робіт по теорії, розрахунку та випробувань ФЗ. Наявність великої кількості розрізнених несистематизованих публікацій призводить до ускладнень інженерно-технічних працівників при створенні та впровадженні у виробництво вискоефективних, технологічних і надійних в експлуатації ФЗ.

В даний час більшість моделей тракторів класу 1,4 мають класичну схему і пристрій трансмісії. На тракторах цих серій застосовується однодискова, суха, фрикційна, постійно замкнута, з радіальним розташуванням пружин ФЗ.

Метою дипломного проекту є підвищення розгінних показників сільськогосподарського агрегату у складі з трактором класу 1.4.

В дипломному проекті необхідно:

- привести вибір і обґрунтування теми модернізації;
- провести аналіз конструкції і роботи модернізованого вузла;
- провести патентний пошук і порівняльний аналіз схем аналогів;
- провести розрахунок муфти зчеплення.

1 ВИБІР І ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ МОДЕРНІЗАЦІЇ

1.1 Підстави проекту модернізації

В даний час як в Україні, так і за кордоном дедалі більша увага приділяється питанням підвищення надійності трансмісій тракторів, полегшення керування трактором, зниження трудомісткості технічного обслуговування в процесі експлуатації.

Одним з найбільш навантажених вузлів тракторної трансмісії, лімітуючим її ресурс і напрацювання між регулюваннями і ремонтами, є муфта зчеплення. Збільшення енергонасиченості і одиничної потужності тракторів призводить до посилення умов роботи муфти зчеплення (буксування) при рушанні трактора з місця.

В даний час багато закордонних фірм для забезпечення високої надійності і довговічності муфти зчеплення тракторів в якості фрикційного матеріалу замість традиційних асбофрикційних накладок застосовують накладки з металокераміки сухого тертя. За даними випробувань така металокераміка має в 4...5 разів більшу зносостійкість в порівнянні з асбофрикційними матеріалами, застосовуваними, зокрема, в муфтах зчеплення вітчизняних тракторів. Допускаючи значно більші питомі тиски, фрикційні накладки з металокераміки дозволяють зменшити розміри фрикційних дисків, а в ряді випадків і скоротити їх кількість, чим забезпечується зниження матеріаломісткості муфти зчеплення і зменшення наведеного моменту інерції її ведених частин.

Фрикційні диски цих муфт зазвичай мають пелюсткову форму з різним в залежності від розмірів і переданого крутного моменту числом пелюсток, по обидва боки яких приклепані металокерамічні трапецеподібні накладки. Застосування фрикційних накладок у вигляді окремих елементів створює сприятливі умови для охолодження муфти за рахунок внутрішньої вентиляції, що також сприяє підвищенню довготривалості і зносостійкості тертьових пар.

Багато вітчизняних і зарубіжних ФЗ мають периферійно розташовані натискні пружини, рівномірно розміщені по одній або двом концентричним колам натискного диска.

Так як натискні пружини розташовуються між кожухом і натискним диском, то, з огляду на втрати в напрямних останнього, їх зусилля передається безпосередньо на ПТ (пари тертя). Циліндричні гвинтові пружини, що застосовуються в таких конструкціях, мають лінійну характеристику. Це означає, що при зносі ПТ деформація пружин і їх зусилля РНЖ будуть зменшуватися. Цей недолік менш помітний, коли застосовують пружини зниженої жорсткості. Однак такі пружини мають великі габарити (довжину), що, крім труднощів в компонуванні, призводить до того, що може бути втрачена їх поздовжня стійкість під дією значних відцентрових сил. При цьому витки пружин можуть стосуватися або напрямних виступів натискного диска, або склянок кожуха, в результаті чого подальше зниження зусилля P_n при частоті обертання 6000 хв^{-1} може досягти 10%. Тому часто застосовують здвоєні циліндричні пружини різної жорсткості.

Натискні пружини повинні мати високу міцність при циклових навантаженнях і температурах до 150°C . Такі властивості мають матеріали з високими значеннями допустимих напружень $[\tau]$ і з низьким модулем пружності G . Найбільш часто використовуються сталі 50ХФА, 68ГА, мають $[\tau] = 830 \dots 860 \text{ МПа}$ і $42 \dots 50 \text{ HRCE}$.

Конструкції ФЗ з периферійним розташуванням пружин мають багато спільного. Найбільш важлива особливість полягає в способі передачі крутного моменту від маховика або кожуха ФЗ до натискного диска. Для цього в основному використовують два типи з'єднань: паз-шип і тангенціальні пружні пластини. Паз-шип застосовують в двох варіантах: для з'єднання натискного диска з кожухом і натискного диска з маховиком.

Перший варіант передбачає передачу крутного моменту від маховика на кожух і далі на натискний диск. Одне з найбільш поширених рішень: в кожусі робляться вікна, в які входять припливи натискного диска. Таке з'єднання

здатне передавати і великі значення крутного моменту, якщо кожух ФЗ має достатню товщину. Інше конструктивне рішення: в натискному диску робляться отвори (не менше трьох), в яких при ковзанні диска проходять напрямні, закріплені в кожусі. Таке рішення може бути застосовано лише для ФЗ з дуже жорстким (краще литим) кожухом, що працює при помірних швидкостях і навантаженнях.

Загальний недолік цього з'єднання полягає в значних втратах на тертя. Особливо це помітно у ФЗ, що працюють з чашоподібним маховиком. Через неоднакового нагрівання (охолодження) маховика і натискного диска їх розміри змінюються по-різному, в результаті чого порушуються зазори в з'єднанні і нормальна робота ФЗ. Тому найбільш поширеною є передача крутного моменту за допомогою тангенціально розташованих пластин, один кінець яких з'єднаний з кожухом, а інший з натискним диском (рис. 1.1). Переваги з'єднання полягають в ліквідації втрат на тертя, високої несучої здатності, усунення небезпеки заїдання натискного диска і запобігання підвищених вібрацій в зв'язку зі стабілізацією експлуатаційного дисбалансу провідних частин ФЗ.

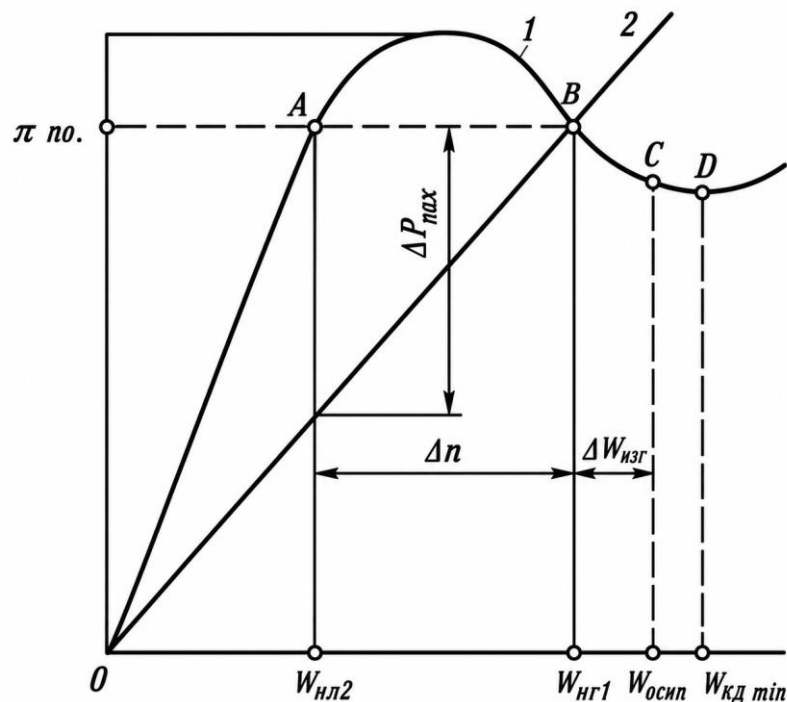
Останнім часом з'явилася тенденція в установці МЗ з тарілчастими пружинами. У перших конструкціях такого типу застосовувалися гвинтові натискні пружини циліндричної або конічної форми. Такі ФЗ включали систему важелів, передають зусилля від пружини до натискного диска. Вони мали підвищену плавність включення, так як система тяг і важелів мала певну пружність. У них менше зусилля на натискний підшипник і найкраща врівноваженість, ніж у ФЗ з периферійно розташованими пружинами. Однак кардинальне поліпшення характеристик ФЗ пов'язане із застосуванням центрально розташованих тарілчастих (цілих або розрізних) пружин.

Для виробництва тарілчастих пружин використовуються холоднокатані калібровані листи зі сталі 85 або 50ХГФА. Типова технологія включає в себе вирубку заготовки на багатопозиційному пресі, шліфування (при необхідності) її з обох сторін, загартування з формоутворенням і відпустку до

42...48 HRCE, дробеструйну обробку протягом 6...12 хв, фосфатування з промаслюванням. Крім того, часто застосовується термофіксація (наприклад, одногодинна витримка при температурі 200° С) і нанесення зносостійкого покриття (наприклад, молібденового) на поверхню контакту пружини з натискним підшипником. Всі пружини піддаються контролю за навантаженням, причому відхилення від номінального значення не має перевищувати 5...7%.

Головна особливість тарільчатої пружини полягає в її нелінійній характеристиці (рис. 1.1).

Це має вирішальне значення для збереження протягом заданого терміну служби необхідного моменту тертя, який прямо пропорційний натискному зусиллю $P_{нж}$.



1 – розрізний тарільчатий; 2 – гвинтовий; $W_{нж}$ – переміщення натискного диска

Рисунок 1.1 – Пружні характеристики натискних пристроїв з пружинами

З рис. 1.1 випливає, що при однаковому зносі накладок Δh порівнювальне ФЗ у конструкції з гвинтовими пружинами натискне зусилля

ΔP 'нж знижується до 80...70% початкового значення, в той час як у конструкцій з тарільчатою пружиною воно може залишитися таким же або навіть збільшати. З графіків також видно, що енерговитрати на вимикання ФЗ з тарільчатою пружиною менше, ніж у ФЗ з гвинтовими пружинами.

1.2 Область застосування

Трактори класу 2 потужністю 120 к.с. призначені для виконання повного спектра сільськогосподарських робіт від підготовки ґрунту під посів до збиральних і транспортних операцій. Може бути використаний в лісовому і комунальному господарствах, будівництві, промисловості. Трактор пристосований для роботи в різних ґрунтово-кліматичних зонах і на всіляких видах ґрунтів, в тому числі і на ґрунтах з низькою несучою здатністю. Маючи широкий набір різних пристосувань і вузлів додаткового обладнання, а також тягово-зчіпних якостей, трактор здатний агрегуватися з безліччю сільськогосподарських машин і устаткування, повною мірою використовуючи свої функціональні можливості в агрегаті з широкозахватними і комбінованими машинами як класу 2 так і деякими машинами класу 3 з переналагодженням елементів зчіпки механізмів передньої і задньої навіски.

Трактори мають традиційну простоту конструкції, високу надійність і продуктивність, економні у витратах паливно-мастильних експлуатаційних матеріалів, запасних частин, пристосовані до різних видів контролю та діагностування технічного стану, можуть бути обладнані для роботи в режимах оперативного і тривалого часу на реверсі.

Велика сфера використання тракторів класу 2 в агрегаті з різними машинами задовольняє потреби вимогливого споживча, виконуючи різні види робіт:

Рослинництво:

- о основна обробка ґрунту;
- о поверхнева обробка ґрунту;

- о внесення добрив;
- о хімізація рослин і захист;
- о обробіток і збирання зернових;
- о обробіток і прибирання картоплі;
- о обробіток і збирання кукурудзи;
- о обробіток і прибирання овочів;
- о збирання буряків, льону, ріпаку та ін. технічних культур;
- о заготівля кормів;
- о транспортні та вантажно-розвантажувальні роботи.

Тваринництво:

- о вивезення та внесення в ґрунт рідких і твердих органічних добрив;
- о заготівля кормів на силос і сінаж;
- о підвезення до фермам заготовлених кормів в зимовий, весняний і осінній періоди по важкопрохідних місцях для звичайних засобів доставки;
- о приготування і подрібнення кормів.

Меліорація і поливне землеробство:

- о осушення перезволожених земель;
- о планування осушених земель і їх обробка;
- о подача води насосами з приводом від ВВП в зрошувальні системи.

Комунальне господарство.

Дорожнє будівництво.

Лісове господарство.

Промислові засоби.

Транспорт.

Таблиця 1.1 – Перелік навісних і приводних машин для агрегування з тракторами класу 2.

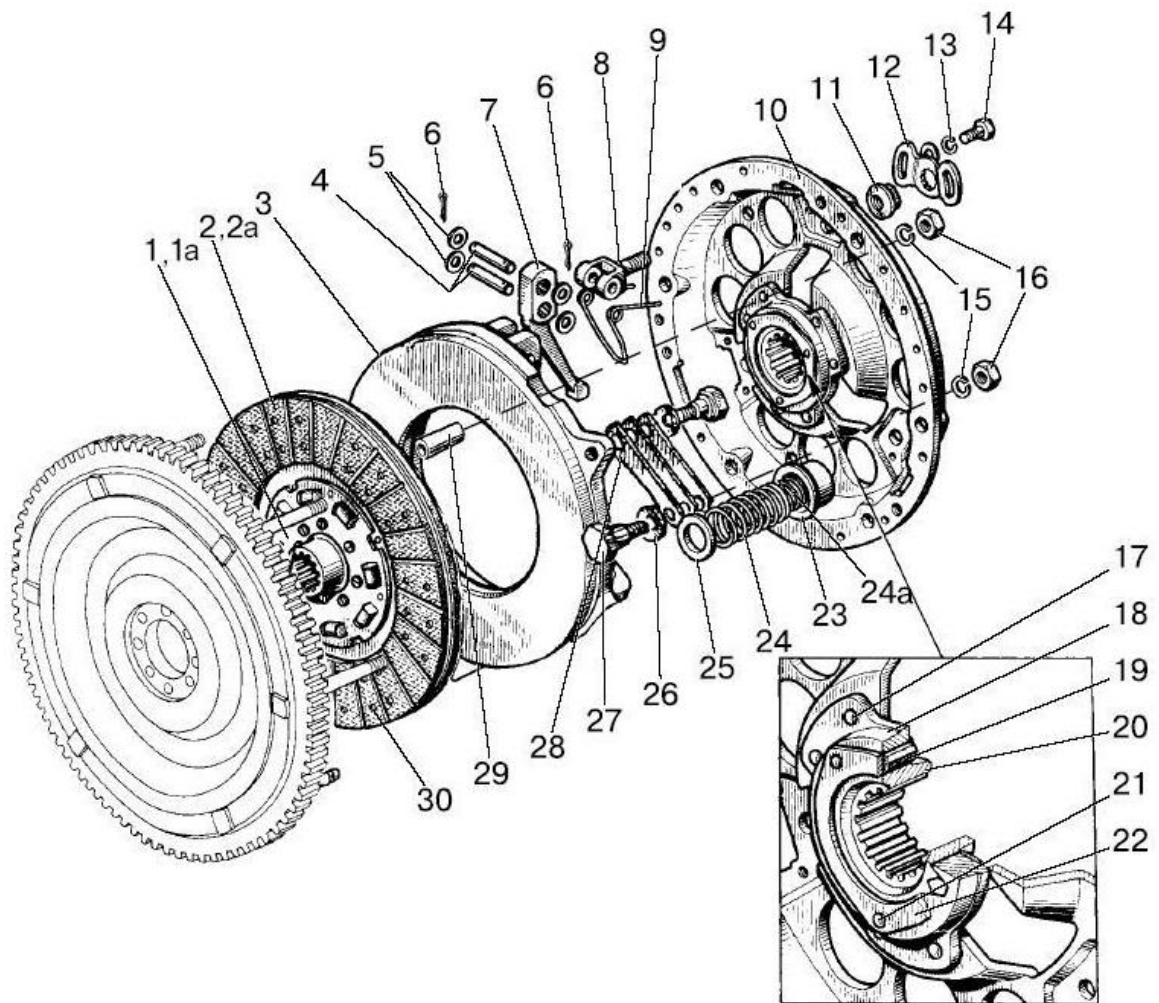
№ п/п	Найменування машин та обладнання, марка
1.	навантажувач сільськогосподарський ПФС-0,75
2.	навантажувач сільськогосподарський ПС
3.	навантажувач ПУ-Ф-0,5

4.	напівпричепи тракторні ПСТ-7 "Бизон", ПСТ-6, 2ППТ-6
5.	Причіп-ємність спеціальна ПСЕ-Ф-12.5Б
6.	Плуги навісні 3-корпусні для кам'янистих ґрунтів ПГП-3-40Б-2, ПГП-3-40Б, ПГП 3-35-2, ПГП-3-35Б-2, ПГП-3-35Б, ПКМ-3-35В
7.	Плуги навісні 3-корпусні ПЛН-3-35П, ПЛН-3-35Б-2, ПЛН-3-35, Л-108
8.	Плуг навісний поворотний ПНГ-3-43
9.	Агрегат комбінований ґрунтообробний АКШ-3,6
10.	Борони дискові садові ДС-40, БДСТ-2,5
11.	Борони зубові посівні ЗБП-0,6А, Л-301
12.	боро́на сітчаста БСН-3
13.	Агрегати боронувальні прополювальні АБ-5, АБ-9
14.	Культиватори для суцільного обробітку ґрунту КП-4, КНС-4, КРН-4, КРН-4М, КНС-3
15.	Агрегат чизельний універсальний АЧУ-2,8
16.	Культиватор для міжрядної обробки ґрунту КМС-5,4-01
17.	Агрегат комбінований ґрунтообробний-посівної АПП-3
18.	Сівалка пневматична універсальна СПУ-6М "Берестье"
19.	сівалка універсальна С-6
20.	Сівалка навісна пневматична СПУ-6Л, СПУ-6ЛД
21.	Сівалки пневматичні для посіву зернових культур і трав СПУ-3, СПУ-3ДЦ
22.	Сівалки пневматичні для посіву зернових культур і трав СПУ-4, СПУ-4ДЦ, СПУ-6, СПУ-6ДЦ
23.	Сівалки точного висіву для посіву зернових і овочевих культур СТВ-6, СТВ-12
24.	Машина для внесення органічних добрив ПРТ-7А-1
25.	Машина для внесення рідких органічних добрив МЖТ-6
26.	Машина для внесення рідких органічних добрив РЖУ-4М
27.	Машина транспортно-технологічна МТТ-4У
28.	Розподільник мінеральних добрив РШУ-12
29.	Машина причіпна нафтова МТТ-4Ш
30.	Розкидач мінеральних добрив Л-116
31.	Агрегат для внесення добрив АБУ-0,7
32.	сівалки добрив СУ-12М
33.	Машина для внесення рідких мінеральних добрив АПЖ-12
34.	обприскувачі тракторні: Мекосан-2000-12, Мекосан-2000-18, Мекосан-2500-18, ОТН-2-3
35.	Косарка-плющилка причіпна КПП-4,2
36.	косарка навісна КС-Ф-2,1Б-4
37.	косарка дискова КДН-210
38.	Косарки роторні навісні Л-501, Л-501Д, Л-502

39.	косарка навісна "Белка-210"
40.	Косарка садові ротаційна
41.	Косарки-подрібнювачі КИП-1,5, КИН-Ф-1500
42.	Граблі-ворушилка роторні ГВР-6
43.	Граблі-ворушилка ГВР-630
44.	Граблі-ворошилка Л-503
45.	Пресс-підбирач рулоний ПРФ-180
46.	Прес-підбирач рулонний ПРФ-145
47.	Прес- підбирач рулонний ПРФ-110
48.	Фуражир ФРС-1,4
49.	стогометатель С-401
50.	Стоговіз СТП-2
51.	Картоплесаджалка навісна чотирирядна Л-202
52.	Культиватор-окучник ОКГ-4
53.	Окучник картопляний АК-2,8
54.	Окучник овочевий УК-0,7
55.	Окучник овочевий УК-0,45
56.	Окучник чисельний ОЧ-2,8
57.	Культиватори КГО-3,0, КГО-3,6
58.	Картопелекомпач навісний дворядних КТН-2В, КСТ-1,4А, КЭП-1,4
59.	Картоплекопачі однорядні Л-651, КТН-1Б
60.	Буртоукривач навісний БН-100
61.	Картоплезбиральний комбайн однорядний Л-601
62.	підбирач коренеплодів ППК-6
63.	Агрегат точкового висіву АТВ-4
64.	Агрегат точкового висіву АТВ-6
65.	Підбирач-очісувач-обертач ПОО-1
66.	Обертачістрічок льону ОД-1
67.	Вспушники стрічок льону ВЛ-3
68.	Вспушники ВПН-1
69.	Прес-підбирач льону ПРФ-110Л

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ І РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОГО ВУЗЛА

Щоб проаналізувати всі недоліки і переваги модернізованого вузла (зчеплення), розглянемо будову та принцип роботи муфти зчеплення до модернізації.



1,1А – диск ведений, 2,2А – накладка, 3 – диск натискний, 4 – палець, 5 – шайба, 6 – шплінт, 7 – важіль віджимний, 8 – вилка, 9 – пружина, 10 – диск опорний, 11 – гайка регулювальна, 12 – шайба стопорна, 13 – шайба, 14 – болт, 15 – шайба, 16 – гайка, 17 – заклепка, 18 – маточина, 19 – демпфер, 20 – втулка, 21 – заклепка, 22 – шайба, 23 – стакан, 24, 24а – пружина, 25 – шайба ізолює, 26 – шайба, 27 – болт, 28 – пластина, 29 – втулка, 30 – заклепка.

Рисунок 2.1 – Зчеплення

Силова передача включає в себе зчеплення, коробку передач, привід ПВМ і задній міст. Вона служить для передачі крутного моменту від колінчастого валу дизеля до передніх і задніх коліс. Однією зі складових силової передачі і є наш об'єкт модернізації – зчеплення.

На рис. 2.1 показано зчеплення фрикційне, однодискове, постійно замкнуте. Провідною частиною муфти зчеплення є маховик, натискний диск 3, який має три шипа, які входять в спеціальні пази маховика. До відомої частини зчеплення відносяться ведений диск 1 з гасителем крутильних коливань 19, встановлений на силовому валу. Необхідне зусилля притиснення, що треться провідною і відомою частинами зчеплення для передачі крутного моменту від дизеля до трансмісії забезпечується дев'ятьма пружинами 24.

Диск 3 має важелі механізму 7, що забезпечують автоматичне регулювання його положення при виключенні зчеплення.

Опорами віджимних важелів служать вилки 8, закріплені на диску за допомогою регулювальних гайок 11.

Така муфта зчеплення широко застосовується на тракторах класу 14 кН. Вона непогано себе зарекомендувала в роботі, витримувала складні режими роботи. Однак і мала ряд нарікань. При годинних включеннях і виключеннях муфти підвищувався тепловий режим, фрикційні диски втрачали свої фізико-хімічні властивості, що призводило до підвищеного зносу фрикційних шару, в наслідок чого призводило до буксування зчеплення.

Наша модернізація більше торкнеться натискного пристрою муфти зчеплення. На рис. 2.2 показаний ескіз модернізованої муфти зчеплення.

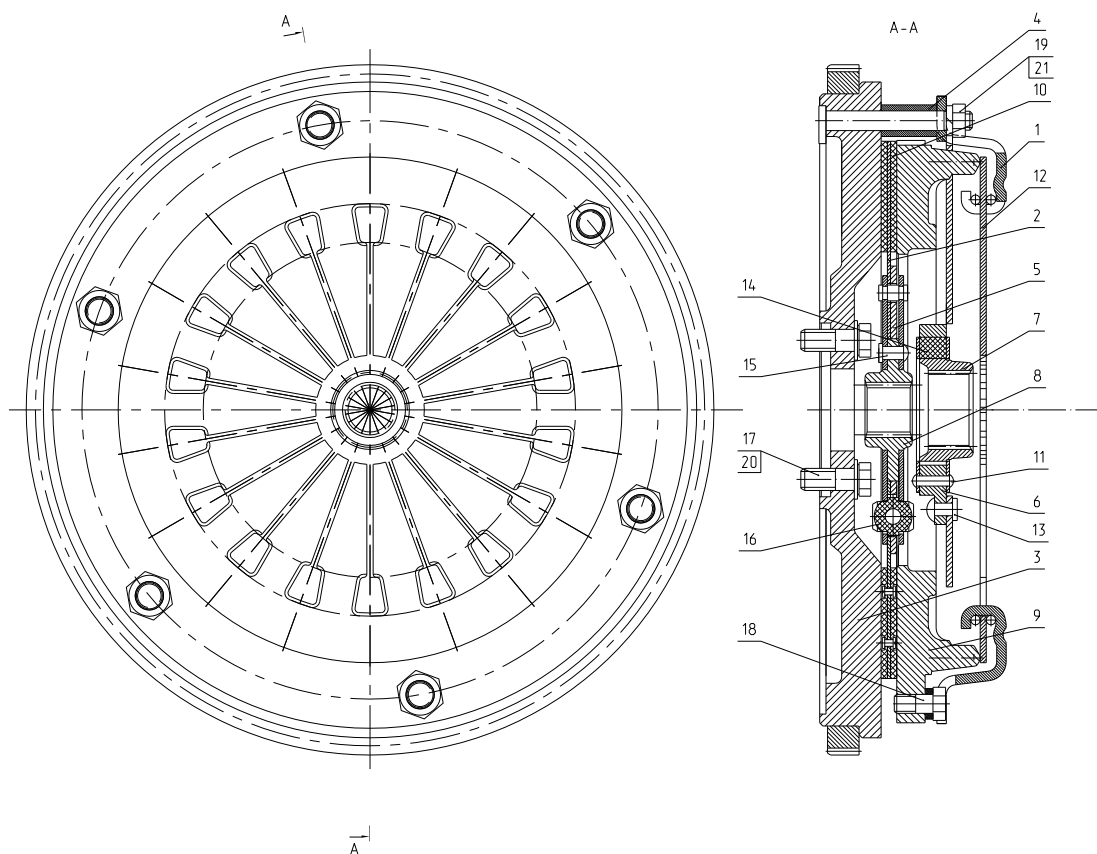


Рисунок 2.2 – Муфта зчеплення з тарільчастою пружиною

У даній конструкції муфти зчеплення замість радіально розташованих натискних пружин встановлена одна тарільчаста пружина 12 рис. 2.2. Також потрібно врахувати, що дана муфта зчеплення працює в маслі. Одним з основних переваг ФЗ, що працюють в маслі «мокрих», в порівнянні з «сухими» ФЗ, є їх надійність і довговічність, відсутність частих експлуатаційних регулювань. Це пов'язано з меншим зношуванням пар тертя (ПТ), кращим відведенням теплоти від них і більшою стабільністю їх коефіцієнтів тертя.

Застосування змазування пар тертя фрикційного зчеплення (ФЗ) зменшує їх коефіцієнт тертя до 0,07...0,09 замість 0,25...0,3 у сухих ФС, але при цьому дозволяє майже в десять разів збільшити тиск на них і приблизно в 2 рази скоротити площу контакту дисків через наявність канавок на їх поверхні.

Змазування ПТ ФЗ якісно впливає на трибологічні процеси при буксуванні «мокрих» ФЗ, забезпечуючи рідинне і напіврідинне (граничне) тертя. Під останнім звичайно розуміють такий режим роботи мокрого ФЗ, коли поверхні, що труться ПТ розділені найтоншою масляною плівкою (товщиною менше 0,1 мкм), фактично на молекулярному рівні, що перешкоджає безпосередньому контакту ПВ. Цим забезпечується мале зношування ПТ при високих зусиллях стиснення і постійний їх коефіцієнт тертя. Збільшення товщини розділової масляної плівки веде до небажаного зниження коефіцієнта тертя, а її розрив – до різкого збільшення зношування ПВ. Отже, позитивні якості мокрих ФЗ залежать від певних зовнішніх умов, що забезпечують саме граничне тертя на фрикційних парах, що неминуче веде до суттєвого ускладнення конструкції мокрих ФЗ в порівнянні з сухими.

Підвищена складність мокрих ФЗ визначила більш широке застосування сухих ФЗ, що відрізняються відносною конструктивною простотою і достатньою надійністю роботи в минулі роки, коли енергонасиченість тракторів та інших тягових машин і їх робочі та транспортні швидкості різко відрізнялися від сучасних.

Разом з тим досвід експлуатації сухих ФЗ показав, що вони мають ряд недоліків, обумовлених головним чином непостійністю коефіцієнтів тертя при змінах температур ПТ та їх підвищеним зношенням, пов'язаним зі зростанням енергонасиченості машин.

Безперервний пошук найбільш довговічних фрикційних матеріалів, вдосконалення конструкцій сухих ФЗ і інші наукові дослідження, що проводяться в нашій країні і за кордоном, значно підвищили їх ресурс; особливо це торкнулося ФЗ для сільськогосподарських тракторів, комбайнів, легкових і більшості вантажних автомобілів. Одночасно стало з'ясовуватися, що для важких промислових тракторів, внаслідок специфіки їх роботи і підвищених сил тяги, сухі ФЗ не можуть забезпечити при заданих геометричних розмірах необхідної довговічності ПТ.

Звідси правомірний всезростаючий інтерес до застосування на потужних тракторах мокрих ФЗ, потенційно більш надійних і довговічних, про що було сказано раніше. В автомобілях їх використання досить обмежене.

Тенденція підвищення енергонасиченості і тяги тракторів, особливо промислових, чітко простежується і в тому, як зростає кількість зарубіжних патентів мокрих ФЗ по десятиліттях, починаючи з 30-х років. Якщо в 30-ті і 40-ві роки були зареєстровані відповідно тільки один і три патенти і всі вони були американських фірм, які виробляють ФЗ, то в 50-ті рр. з'явилися 34 патенти Великобританії і 40 – Франції. Значне зростання числа патентів простежується в 60-ті рр., коли в усьому світі почався період більш різкого зростання енергонасиченості тракторів та інших тягових машин. Особливо велике число патентів зареєстровано в 70-ті рр. – 41, і серед них з'явилися патенти ФРН, Японії та інших країн. На початку 80-х років також з'явилися нові

Провідною західнонімецької фірмою по розробці і виробництву сухих і мокрих ФЗ є фірма «Фіхтель і Сакс», яка удосконалювала в основному способи підведення масла в зону тертя. Розробкою мокрих ФЗ займаються також «Даймлер Бенц», «Зюдойче Кюхля-фабрик» та інші фірми ФРН.

У Великобританії фірмами, які володіють патентами по мокрих ФЗ, є «Девід Браун», «Аутомотив Продактс» і «Г.К.Н. трансмішн», також вдосконалюють подачу масла в зону тертя.

Японські фірми «Нісан Мотор», «Дейкін Сейсакушо» і «Ейсін Сейкін Кабушікі Каіша» теж працюють над вдосконаленням подачі масла в зону ПТ, від якої в значній мірі залежить надійна і довговічна робота мокрого ФЗ.

Використання масла в мокрому ФЗ, що виконує функції рідинного охолодження і змащування ПТ, тягне за собою появу цілого комплексу проблем, які в більшій чи меншій мірі впливають на надійність самого ФЗ. До них в першу чергу треба віднести підбір фрикційних матеріалів ПТ, способи їх охолодження і змащування і ряд інших, включаючи способи, що

забезпечують «чистоту» розмикання дисків і підвищують надійність застосовуваних ущільнень.

Слід зазначити, що застосування мокрих ФЗ стало можливим тільки після створення фрикційних матеріалів, стійких до впливу масла.

Найбільш високою стійкістю до мінеральних масел володіють спечені матеріали, пориста структура яких сприяє адсорбції і утриманню масляної плівки, що забезпечує граничне тертя під фрикційної пари.

З асбофрикційних матеріалів на органічному сполучному для роботи в маслі використовуються в основному еластичні тканині матеріали з масляним просоченням, пластмаси та фрикційні матеріали на комбінованому сполучнику.

Іноді в мокрих ФЗ застосовуються чисто металеві фрикційні пари, поверхня тертя яких сульфатуються для поліпшення якостей, а також для підвищення зносостійкості і втомної міцності.

Основні фрикційні матеріали, що застосовуються в мокрих ФЗ, а також принципові конструктивні рішення досить докладно розглянуті раніше.

Для правильної оцінки мокрих ФЗ необхідно вказати, що їх переваги реалізуються тільки в певному діапазоні температур на ПВ. Підвищення температури вище певної межі різко негативно позначається на матеріалах ПТ та стані олійною розділової плівки. Металеві фрикційні диски починають зазнавати викривлення, усадки, розтріскування. Фрикційні матеріали інших композицій починають фарбувати, відбувається їх «золочення» і роз'єднання.

Розкладання масла призводить до забруднення ПТ, зменшення їх пористості і зменшення прохідних перетинів канавок для охолодження й змащення.

Таким чином, тепловий режим мокрого ФЗ є одним з найважливіших факторів його надійності і довговічності, стабільність якого залежить в основному від системи подачі масла на ПТ для їх охолодження і змащування.

Чіткої класифікації конструкцій системи охолодження і змащування поверхонь тертя мокрих ФЗ поки немає. Однак аналіз патентної діяльності

зарубіжних фірм і невеликого ще досвіду вітчизняного конструювання, по зчепленням і гідротрансформаторам, дозволяє намітити основні її орієнтири: за місцем підведення масла в зону тертя; за місцем дії системи охолодження і змащування; за способом подачі масла в зону тертя; у напрямку подачі масла; за характером подачі; за способом охолодження масла і по формі масляних канавок на поверхнях тертя, що мають істотний вплив на їх охолодження і змазування.

Підведення масла в зону тертя можливий від провідних деталей ФЗ, від ведомого валу і від МВ.

За місцем дії системи охолодження і змащення всі існуючі мокрі ФЗ мають сухий або мокрий картер.

За способом подачі масла в зону тертя, що є основним конструктивним ознаком системи охолодження і змащування, розрізняють подачі за допомогою системи розбризкування, трубок Піто і насосів. Розбризкування може здійснюватися різними способами: простим зануренням деталей ФЗ в масло або з використанням пристосувань, що забезпечують уловлювання розбризкуємого масла і направлення його на ПВ. Трубки Піто служать для безпосередньої подачі масла до фрикційним дискам ФЗ і для виведення масла з робочого картера в масляний резервуар, з якого воно за допомогою інших пристосувань подається в зону тертя.

Більше половини конструкцій систем охолодження і змащування мокрих ФЗ містять масляні насоси. Їх привід здійснюється або від провідних деталей ФЗ, або вони незалежні (можуть бути використані насоси мастильних систем двигуна або коробки передач).

У напрямку подачі масла розрізняють системи з подачею його від внутрішнього діаметра БД до зовнішнього, в зворотну сторону або комбіновані, коли масло спочатку подається всередину ФЗ а потім під дією відцентрових сил знову відкидається назовні.

За характером подачі зустрічаються системи з переривчастим або безперервним потоком масла в зону тертя. У першому випадку масло

подається тільки в момент включення або тільки у вимкненому стані ФЗ; у другому масло тече постійно або в певний період роботи ФЗ.

За способом охолодження масла розрізняють системи з охолодженням в маслосбірники ФЗ, маслосбірники двигуна і коробки передач, у водяному радіаторі, а також в маслосбірники картера за рахунок системи охолодження двигуна.

За формою масляних канавок на поверхнях тертя їх малюнок буває спіральним, радіальним, спірально-радіальним, похилим, тангенціальним, концентричних, сітчастим («діамантовим», типу «квадрат», диференціальним), у вигляді отворів і ін. Іноді використовуються поверхні тертя без канавок для охолодження та змащування.

Переваги з'єднання за допомогою тарільчастої пружини полягає в ліквідації втрат на тертя, високої несучої здатності, усунення небезпеки заїдання натискного диска і запобігання підвищених вібрацій в зв'язку з стабілізацією експлуатаційного дисбалансу провідних частин ФЗ.

Що стосується управління, то для цієї муфти зчеплення застосуємо гідравлічне управління. управління показано на рис. 2.3.

У підведенні підсумків по запропонованій конструкції можна сказати, що муфта зчеплення з тарільчастою пружиною, яка працює в маслі і з гідравлічним управлінням є прогресивним рішенням для усунення ряду недоліків і застарілих схем муфт зчеплення і управління.

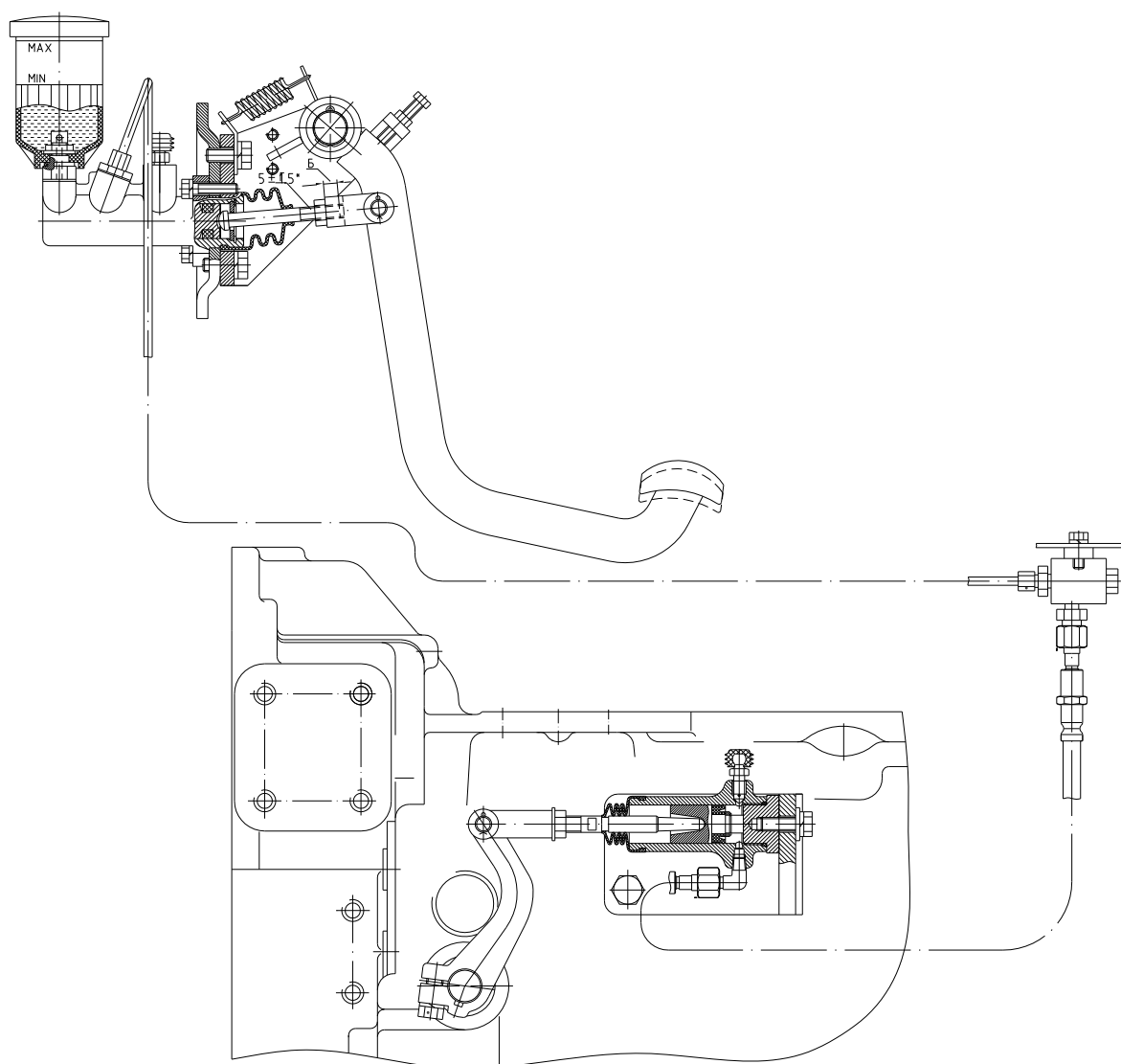


Рисунок 2.3 – Управління муфтою зчеплення

3 ПАТЕНТНИЙ ПОШУК. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СХЕМ АНАЛОГІВ

3.1 Огляд конструкцій муфт зчеплень тракторів зарубіжних фірм

Фрикційні диски цих муфт зазвичай мають «пелюсткову» форму з різним в залежності від розмірів і переданого крутного моменту числом пелюсток, по обидва боки яких приклепані металокерамічні накладки трапецеподібні (рис. 3.1). Застосування фрикційних накладок у вигляді окремих елементів створює сприятливі умови для охолодження муфти за рахунок внутрішньої вентиляції, що також сприяє підвищенню довготривалості і зносостійкості тертьових пар.

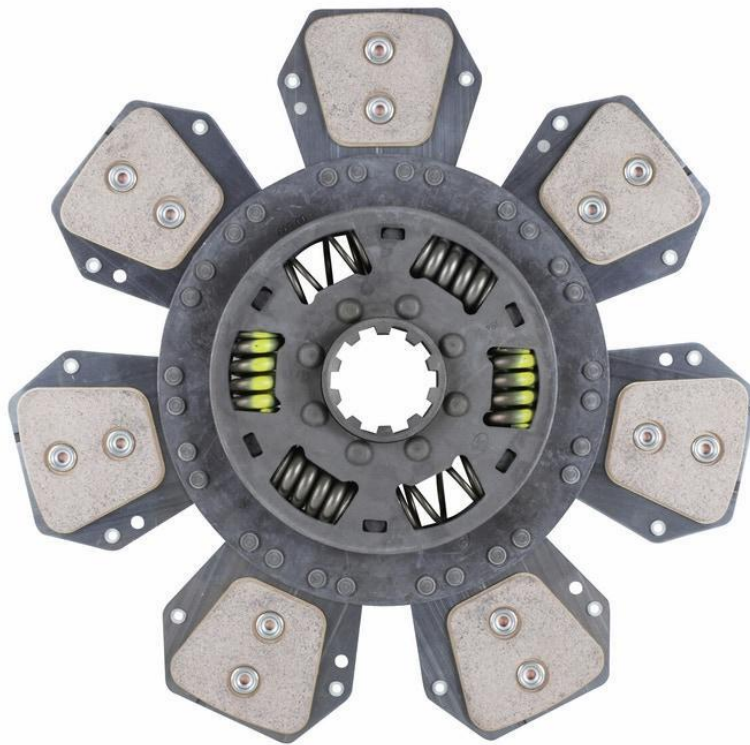


Рисунок 3.1 – Ведений диск муфти зчеплення з металокерамічними накладками тракторів фірми «Форд» США

Як показав аналіз застосування різних фрикційних матеріалів в муфтах зчеплення зарубіжних колісних сільськогосподарських тракторів, металокераміка сухого тертя найбільшого поширення отримала на тракторах

потужністю понад 75 кВт (100 к.с.), хоча окремі фірми («Фіат», Італія, «Інтернешнл Харвестр», США) застосовують її і на тракторах меншої потужності близько 50...60 кВт (70...80 к.с.) і менш.

Ще більш ефективним з позицій підвищення зносостійкості і довговічності виявляється застосування так званих муфт «мокрого» типу, що працюють в маслі. Крім підвищення зносостійкості, охолодження, дозволяє цим муфтам працювати з неповним включенням при тривалій пробуксовці, що забезпечує можливість більш плавного рушення трактора з місця і більш тонкого маневрування при під'їзді до сільськогосподарської машини, а застосування гідравлічного приводу управління для включення муфти в ряді випадків виключає необхідність її регулювань в процесі експлуатації. Хоча такі муфти конструктивно складніші і дорожчі «сухих», їх застосування на сільськогосподарських тракторах, особливо гусеничних, поступово розширюється і в даний час муфти зчеплення «мокрого» типу застосовуються на тракторах фірм «Джон Дір», «Катерпиллар» (США), «Фіат» (Італія). За твердженням зарубіжних фірм, муфти цього типу мають велику довговічність і не вимагають регулювання в процесі експлуатації. Так, наприклад, фірма «Катерпиллар» гарантує споживачеві термін служби «мокрою» муфти зчеплення, яка встановлюється на гусеничних сільськогосподарських тракторах моделей Д-5 і Д-6 (потужністю відповідно 89 та 123 кВт) протягом трьох років.

На рис. 3.2 показано пристрій багатодискової муфти зчеплення «мокрого» типу «Перма Клатч» фірми «Джон Дір», яка встановлюється на всіх тракторах цієї фірми потужністю від 82 кВт (110 к.с.) і вище.

Провідні 1 і ведені 2 з накладками з органічного матеріалу диски розташовані в заповненому маслом просторі, утвореному порожниною маховика і кришкою 6, масло в порожнину маховика надходить з об'єднаної гідросистеми трактора після його очищення і охолодження.

Управління муфтою зчеплення гідравлічне, за допомогою клапана, золотник якого через тягу з'єднаний з педаллю. Включення муфти

здійснюється тиском масла, що подається в кільцевий простір за плунжером 8, зусилля плунжера через натискні важелі 7 і регулювальні болти 4 передається натискному диску 3, стискає пакет фрикційних дисків. При виключенні муфти золотник клапана управління перекриває підведення масла до плунжеру 8, тиск під ним падає і під дією пружин 5 натискний диск 3 відходить від фрикційних дисків. Всі муфти зчеплення цього типу мають один типорозмір ведених дисків (305 мм) і в залежності від переданої потужності різну їх кількість (2, 4 або 5).

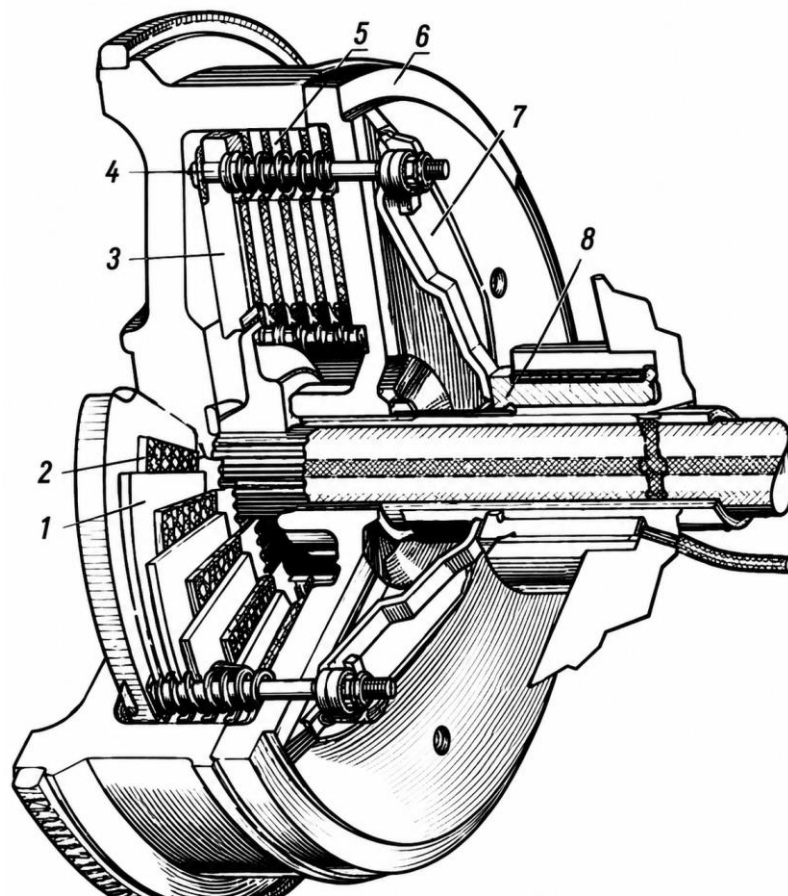


Рисунок 3.2 – Муфта зчеплення «Перма Клатч» «мокрого» типу фірми «Джон Дір»

Цікавим є конструкція муфти зчеплення сухого тертя фірми «Спайсер» (США), яка застосовується на потужних сільськогосподарських тракторах з усіма провідними колесами ряду фірм («Версатайл», «Стейгер», «Форд» США). Основною відмінною рисою муфти є похиле розташування

циліндричних натискних пружин, встановлених попарно по колу між корпусом муфти і натискний втулкою (рис. 3.3).

Таке розташування натискних пружин забезпечує сталість зусилля стиснення ведених дисків, а отже, і коефіцієнт запасу муфти зчеплення і збереження її працездатності практично до повного зносу фрикційних накладок. Тим самим виключається необхідність в частих її регулюванні.

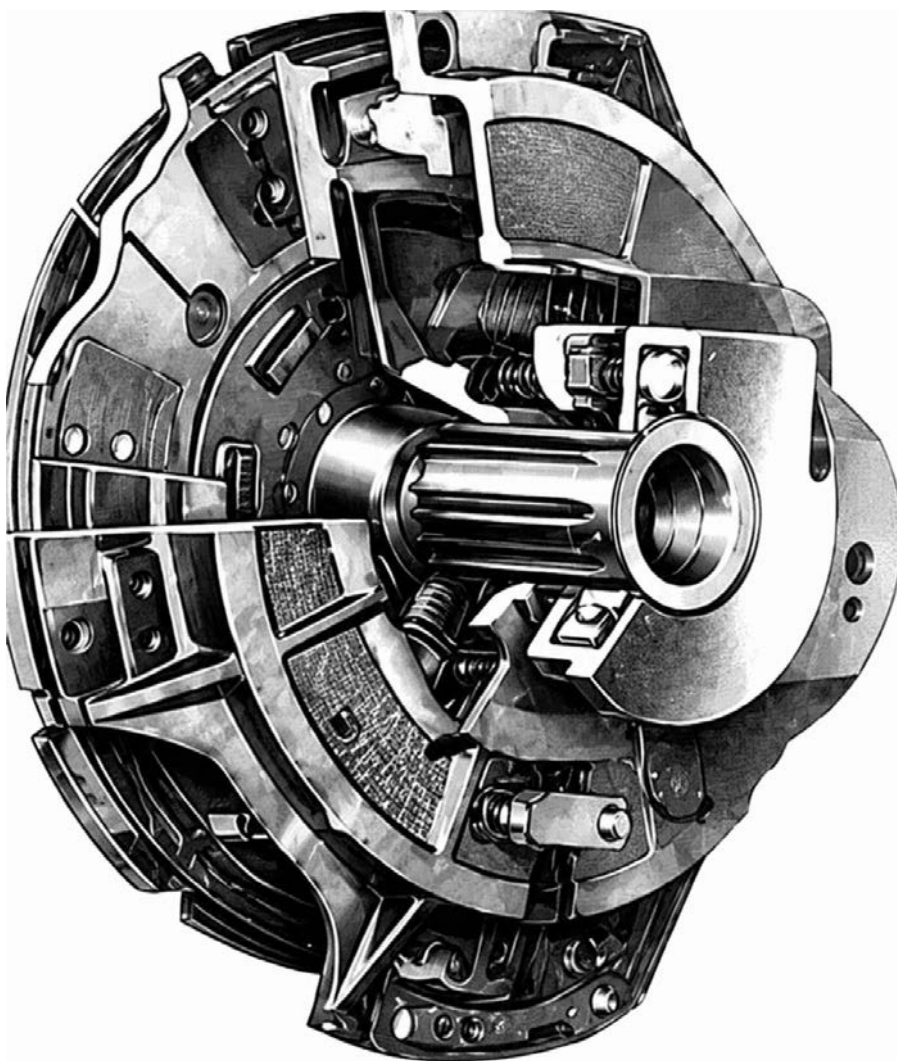


Рисунок 3.3 – Муфта зчеплення фірми «Спайсер» США

За твердженням фірми «Спайсер», допустимий знос фрикційних накладок, при якому зберігається нормальна працездатність муфти, на 25% вище, ніж у муфт зі звичайним розташуванням пружин.

4 РОЗРАХУНОК МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ

Більшість фрикційних муфт зчеплення працюють в умовах сухого тертя, який передбачає відсутність мастила між поверхнями. В останні роки починають все ширше застосовуватися фрикційні пристрої, що працюють в маслі в умовах граничного або напіврідинного тертя.

В обох випадках вихідними даними при оцінці властивостей пари тертя є коефіцієнт тертя і зносостійкість. Тертя і знос, як відомо, невіддільні процеси, в більшій мірі залежать як від матеріалів і стану поверхонь, так і від умов роботи фрикційних елементів в вузлі трактора.

Умови роботи фрикційної муфти зчеплення визначаються не тільки видом тертя, але і навантажувальними, швидкісними і тепловими режимами.

Коефіцієнт тертя і зносостійкість залежать від багатьох факторів, основними з яких є питомий тиск, швидкість ковзання і температура поверхонь.

4.1 Розрахунок числа пар тертя фрикційної муфти зчеплення

Вихідні дані:

Максимальний момент двигуна - 386 Нм.

Коефіцієнт запасу – $\beta=2,0$.

Середній радіус поверхні тертя $R_c=14$ см.

Ширина поверхні тертя $b=7$ см.

Пара тертя сталь по металокераміці. $q=2.5$ Мн/м². $\mu=0,082$. Вважаємо що на поверхнях металокерамічних дисках є спіральні і радіальні канали, що займають 50% площі тертя:

$$.Z = \frac{\beta \cdot M_{\partial \max}}{2\pi\mu q b R_c^2} = \frac{2 \cdot 386}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.082 \cdot 2.5 \cdot 0.07 \cdot 0.14^2 \cdot 0.5} = 0.8. \quad (4.1)$$

Приймаємо $Z = 1$. Значить муфта зчеплення однодискова, що працює в маслі.

4.2 Тепловий розрахунок

Визначення температури поверхонь дисків фрикційної муфти в маслі. Робота буксування $L = 120000$ дж, час буксування $\tau = 2$ с, початкова температур дисків $t = 50^\circ\text{C}$, товщина дисків 4 мм. Теплофізичні коефіцієнти металокераміки беремо $\lambda = 15,5$ Вт/м*град, $(c\gamma)_M = 1,68 \cdot 10^6$ Дж/м³*град, $a = 0,393 \cdot 10^{-5}$ м²/сек, питома витрата масла $\omega = 0,12 \cdot 10^{-2}$ м³/м²*сек, для спіральних і радіальних каналів на поверхнях $\xi = 0,78$.

Вважаємо, що диски з металокерамічним покриттям мають на поверхні тертя спіральні і радіальні канали. Товщина шару металокераміки дорівнює 1,0 мм, а товщина сталевий основи диска 3 мм. Теплофізичні коефіцієнти для таких дисків необхідно визначати як для багат шарової конструкції, тобто необхідно знайти їх еквівалентні значення за відомими з теорії теплопровідності рівнянням:

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{\sum_1^n h_i}{\sum_1^n \frac{h_i}{\lambda_i}}; \quad (c\gamma)_{\text{екв}} = \frac{\sum_1^n (c\gamma)_i h_i}{\sum_1^n h_i}; \quad (4.2)$$

У нашому випадку $\lambda_{\text{екв}} = 27,2$ Вт/м*град $(c\gamma)_{\text{екв}} = 3,97 \cdot 10^6$ Дж/м³*град, $a_{\text{екв}} = 0,685 \cdot 10^{-5}$ м²/сек.

Температура поверхонь тертя визначається за формулою:

$$t_n = \frac{\frac{2k}{1+k}\theta - (t_{нн} - t_{мм})a_m}{a_m} \times \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{a_m \left(\tau + \frac{h^2}{12a} \sigma \right)}{c\gamma h} \right] \right\} + t_{нач} \quad (4.3)$$

Знаходимо розрахункові коефіцієнти:

Коефіцієнт розподілу теплових потоків:

$$k = \frac{\lambda_{ст}}{\lambda_{екв}} \sqrt{\frac{a_{екв}}{a_{ст}}} = 1,26, \quad (4.4)$$

коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_m = (c\gamma)_m \omega \xi = 1580 \text{ Дж/м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{сек}$$

При тому ж тепловому потоці θ температура $t_n = 221(1 - e^{-0,174}) + 60 = 95$ °С.

З теплового розрахунку видно, що при малій тривалості буксування (одноразове включення муфти) ефект охолодження дисків маслом незначний.

Визначаємо час охолодження дисків до початкової температури після включення фрикційної муфти, що працює в маслі, а також величину втрат потужності на розбризкування.

$$\tau_0 = \frac{c\gamma h}{c_m \gamma_m f \omega \xi} \ln \left(\frac{t_{ок} - t_{мм}}{t_{нач} - t_{мм}} \right) \approx 40 \text{ сек} \quad (4.5)$$

Величину втрат потужності на розбризкування знаходимо за рівнянням за умови, що зазор між дисками буде 0,5 мм, а відносна швидкість обертання дисків 25 м/сек.

$$N_6 = 4,3 \cdot 10^{-2} - 2,61 \cdot 10^{-2} \cdot 7 \cdot 25 / 5 \cdot 10^{-4} = 390 \text{ Вт.}$$

4.3 Розрахунок тарільчастої пружини

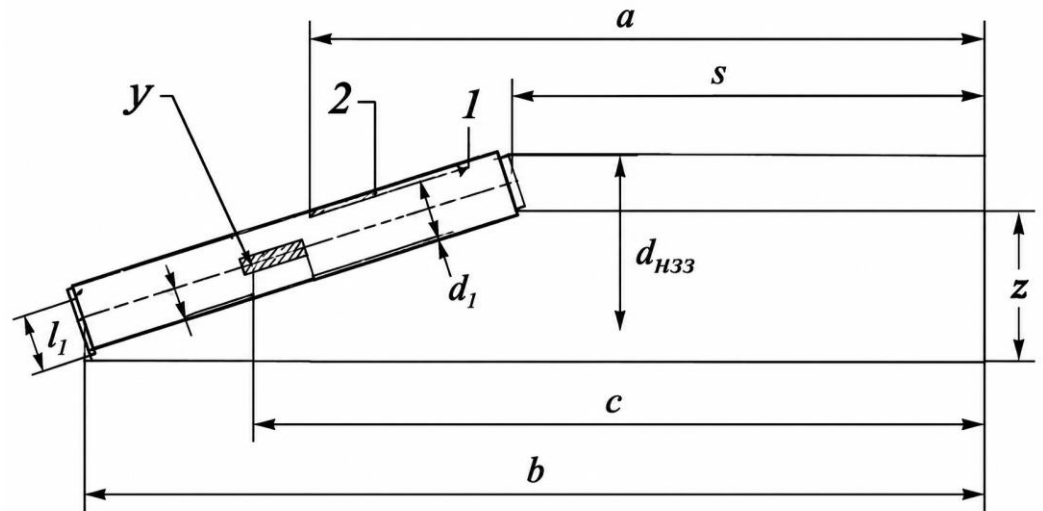


Рисунок 4.1 – Розріз тарільчастої пружини

На рис. 4.1 показаний розріз тарільчастої пружини за основним робочим ділянці (пір'я, що йдуть до центру на малюнку не показані). При розрахунку цієї пружини виходимо з припущення, що під впливом навантаження P прямокутний перетин пружини не змінює своєї форми, а лише повертається навколо точки O .

Розглянемо в перерізі пружини точку A з координатами x і y . Після повороту перетину ця точка переміститься в положення $A1$ і наблизиться до осі симетрії пружини на величину Δ :

$$\Delta = [x \cos(\alpha - \varphi) - y \sin(\alpha - \varphi)] - (x \cos \alpha - y \sin \varphi). \quad (4.6)$$

Кути α і φ практично невеликі, тому можна прийняти:

$$\cos \alpha \approx 1 - \frac{1}{2} \alpha^2;$$

$$\sin \alpha \approx \alpha;$$

$$\cos(\alpha - \varphi) \approx 1 - \frac{1}{2} (\alpha - \varphi)^2;$$

$$\sin(\alpha - \varphi) \approx \alpha - \varphi.$$

Тоді:

$$\Delta = x\phi\left(\alpha - \frac{\phi}{2}\right) + y\varphi.$$

Відносне подовження пружини одно:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta}{c - x \cos \alpha + y \sin \alpha} \approx \frac{\Delta}{c - x} \quad (4.7)$$

Нормальна напруга:

$$\sigma_t = E\varepsilon_t = E \frac{x\phi\left(\alpha - \frac{\phi}{2}\right) + y\varphi}{c - x} \quad (4.8)$$

Номінальна сила в осьовому перерізі пружини буде:

$$N = \int_{c-b}^{c-a} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_t dx dy = E \int_{c-b}^{c-a} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \frac{x\phi\left(a - \frac{\phi}{2}\right) + y\varphi}{c - x} dx dy, \quad (4.9)$$

після інтегрування:

$$N = Eh\varphi\left(a - \frac{\phi}{2}\right)\left(a - b + c \ln \frac{b}{a}\right).$$

Розглядаючи умова рівноваги півкільця (рис. 4.2) переконуємося, що $N=0$, тоді:

$$c = \frac{b-a}{\ln \frac{b}{a}}.$$

Максимальна напруга буде при $x=c-a$ і $y = \frac{h}{2}$.

Підставляючи ці значення в рівняння (4.7), знаходимо максимальне напруження:

$$\sigma_{t \max} = E \left[\frac{b-a \left(1 + \ln \frac{b}{a} \right)}{a \ln \frac{b}{a}} \times \left(\alpha - \frac{\phi}{2} \right) + \frac{h\phi}{2a} \right].$$

Враховуючи що:

$$\phi = \frac{\omega_n}{b-a_1} \quad \alpha = \frac{H}{b-a},$$

де ω_n – деформація пружини в напрямку діючої сили P , знаходимо:

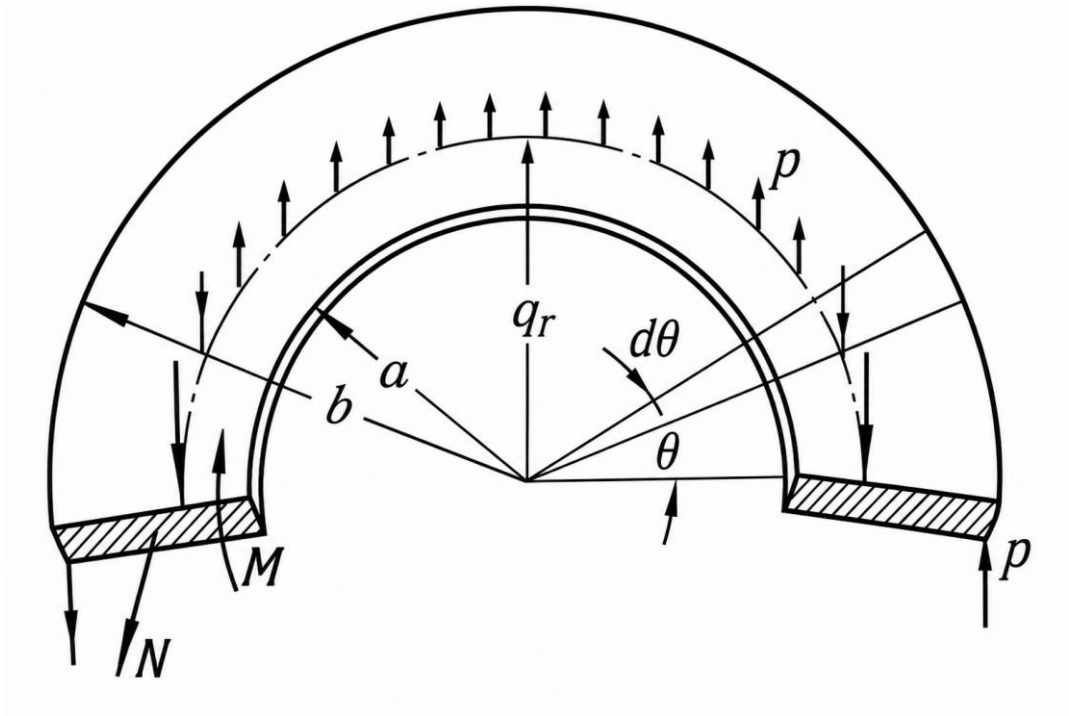


Рисунок 4.2 – Умова рівноваги півкільця

$$\sigma_{t \max} = E \left\{ \frac{b-a \left(1 + \ln \frac{b}{a} \right)}{a \ln \frac{b}{a}} \left[\frac{H}{b-a} - \frac{\omega_n}{2(b-a_1)a} \right] \right\} \quad (4.10)$$

Знаходимо згинальний момент відносно осі x (щодо осі y нехтуємо):

$$M = \frac{P}{2\pi}(b - a_1).$$

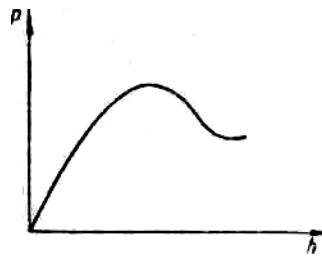


Рисунок 4.3 – Орієнтовна характеристика пружини

Використовуючи всі попередні вирази знаходимо рівняння характеристики пружини:

$$P = \frac{\pi E h \omega_n}{6(b - a_1)^2} \left\{ \left[\frac{H}{b - a} - \frac{\omega_n}{2(b - a_1)} \right] \times \left(\frac{H}{b - a} - \frac{\omega_n}{b - a_1} \right) (b^2 - a^2) + h^2 \right\} \ln \frac{b}{a}.$$

Орієнтовна характеристика пружини приведена на рис. 4.3. При проектуванні пружини слід вибирати її попередню осадку при включеній фрикційній муфти, на наступній частині характеристика з таким розрахунком, щоб в процесі зносу дисків тертя пружини не зменшувалася.

4.4 Тяговий розрахунок

Метою тягового розрахунку є визначення тягово-зчіпних, швидкісних і економічних якостей трактора при прямолінійному поступальному русі. Тяговий розрахунок виконується в процесі підготовки технічного завдання. Конструктор, як правило, отримує від замовника заявку, яка містить обґрунтовані техніко-економічні вимоги до продукції, що підлягає розробці. Ця заявка повинна містити призначення машини (функція машини), наприклад, забезпечення механізації процесів вирощування просапних культур або процесів осушення і освоєння боліт і заболочених земель, гірських схилів і ін.

При проведенні тягового розрахунку визначають масу проектного трактора і потужність двигуна, характеристику останнього і моменти, що підводяться до ведучих коліс, коефіцієнти корисної дії, тяговий і

потужностний баланси, діапазони швидкостей руху та відповідні передавальні числа (при застосуванні східчастих трансмісій), уточнюють межі опору машин і знарядь, агрегатуються з трактором, а також оцінюють розгінні якості проекрованої машини, тобто здатність трактора забезпечити стабільний рух агрегату на заданій швидкості за певний момент часу. На закінчення тягово-зчіпні, швидкісні і економічні якості трактора при різних сталих режимах роботи (номінальних і часткових).

Тягові характеристики будують стосовно до усталених режимів роботи трактора і при русі його по горизонтальній ділянці. Тягову характеристику можна побудувати шляхом використання даних випробувань трактора і розрахунковим шляхом. У першому випадку її називають експериментальною тяговою характеристикою і вона призначена для оцінки показників тягово-зчіпних і економічних якостей реального трактора. У другому випадку її називають теоретичною тяговою характеристикою, і вона призначена для визначення зазначених вище якостей проектованого трактора. Тягові характеристики будують для конкретних типових ґрунтових фонів: для сільськогосподарського трактора типовим фоном є стерня суглинку нормальної вологості, для промислового – суглинок із знятим дерновим покривом.

Для побудови теоретичної тягової характеристики необхідні такі вихідні дані.

1. Агротехнічні вимоги, що пред'являються до трактора. До них відносяться умови роботи трактора – типові ґрунти і ґрунти, їх фізико-механічні характеристики (σ_0 – межа міцності ґрунту на одновісний; f_n , $f_{ск}$ – коефіцієнти тертя ґрунту; k_τ – коефіцієнт деформації; k – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту; $\tau_{ср}$ – напруга зрізу; ϖ – вологість); набір агрегатуються машин і знарядь (діапазон тягових опорів $F_{кр. max} - F_{кр. min}$); діапазон швидкостей руху (знижений, робочий, транспортний).

2. Дані тягового розрахунку проектованого трактора: маса трактора (експлуатаційна і зчіпна), тип рушія з параметрами ходового апарату

(колісний r_0 , b , $p_{ш}$ h_r , t); передавальні числа трансмісії (для ступінчастою механічною передачею) або характеристики безступінчастих передач (об'ємної гідропередачі, гідродинамічної, електричної та ін.); коефіцієнти корисної дії ходової частини η_r , трансмісії $\eta_{тр}$ тощо.

3. Регуляторна характеристика двигуна. У разі установки на проєктований трактор нового двигуна цю характеристику будують методами теорії двигуна і її можна уявити аналітично, графічно або у вигляді табличних даних. При установці серійного двигуна використовують характеристику, отриману при гальмівних випробуваннях двигуна. Вона також може бути представлена графічно або табличними даними.

4. Буксування рушія. Якщо є прототип проєктованого трактора однакового класу, маси і з подібним рушієм, то використовують залежність коефіцієнта буксування від сили тяги на гаку (тягова характеристика), отриманої при державних випробуваннях прототипу.

4.4.1 Методика розрахунку тягової характеристики трактора

Регуляторною характеристикою двигуна називається залежність крутного моменту M_e , частоти обертання валу двигуна n , часового G_t і питомої g_e витрат палива від ефективної потужності P_e .

На підставі регуляторної характеристики визначаються деякі параметри, що характеризують двигун.

Ступінь нерівномірності регулятора (у відсотках):

$$\delta = \frac{200(n_x - n_p)}{n_x + n_p}, \quad (4.1)$$

де n_x – максимальна частота обертання на регуляторі; n_p – частота обертання на початку дії регулятора.

Для тракторних дизелів $\delta = 4..6 \%$.

Коефіцієнт запасу крутного моменту (у відсотках):

$$\mu = \frac{100(M_{eM} - M_{eN})}{M_{eN}}, \quad (4.2)$$

де M_{eM} – максимальний крутний момент; M_{eN} – момент при номінальній частоті обертання.

Для оцінки пристосованості тракторних двигунів використовують також коефіцієнт пристосовності:

$$K_M = \frac{M_{eM}}{M_{eN}}. \quad (4.3)$$

Коефіцієнт зниження частоти обертання двигуна, що характеризується відношенням частоти обертання колінчастого валу n_M на режимі максимального крутного моменту до частоти обертання n_N на номінальному режимі роботи,

$$\alpha = \frac{n_M}{n_N}. \quad (4.4)$$

У сучасних тракторних двигунів $\alpha = 0,65..0,75$.

У дизелів без турбонадувом коефіцієнт пристосовності, як правило, не перевищує 1,15. Дизелі з турбонадувом забезпечують такі ж або трохи менше коефіцієнти пристосовності. Однак при інших заходах (підвищення тиску надуву, зниження коефіцієнта надлишку повітря при роботі на режимі M_{eM} , оптимізація роботи компресора) можна забезпечити такий характер зміни крутного моменту, при якому забезпечувалася б постійна потужність на зовнішній характеристиці двигуна. У існуючих двигунів постійної потужності (ДПП) коефіцієнт пристосовності становить 1,35...1,45.

При тяговому розрахунку трактора регуляторну характеристику двигуна необхідно перебудувати, оскільки використання в якості аргументу потужності P_e незручно. Це пояснюється тим, що у трактора основним показником є тягове зусилля, безпосередньо пов'язане з обертовим моментом. Тому в перебудованій регуляторній характеристиці як аргумент приймається крутний момент M_e , в залежності від якого визначаються частота обертання n , ефективна потужність P_e , часовий G_T і питома g_e витрати палива.

Для розрахунку теоретичної тягової характеристики трактора на ЕОМ бажано регуляторну характеристику двигуна представити у вигляді функціональних залежностей. Такі залежності при використанні усереднених емпіричних коефіцієнтів дозволяють також наближено побудувати регуляторну характеристику для знову проєктованого двигуна.

На регуляторному ділянці характеристики частота обертання двигуна лінійно залежить від крутного моменту:

$$n = n_X - \left(n_X - n_N \right) \frac{M_e}{M_{eN}}. \quad (4.5)$$

Знайденій частоті обертання в хв^{-1} і заданому обертального моменту відповідає потужність:

$$P_e = \frac{\pi n}{30 \cdot M_e}. \quad (4.6)$$

Часовий витрата палива на регуляторному ділянці характеристики можна представити лінійною функцією потужності:

$$G_T = G_{T.X.} + \left(G_{TN} - G_{T.X.} \right) \frac{P_e}{P_{eN}}, \quad (4.7)$$

де $G_{Т.Х.}$ і $G_{ТН}$ – годинна витрата палива відповідно на режимі холостого ходу і на номінальному режимі; P_{eN} – експлуатаційна потужність двигуна.

Робочі ділянки коректорної галузі характеристики можна побудувати за такими формулами:

$$\begin{aligned} n &= n_N \left[\alpha + (1 - \alpha) \frac{M_{eM} - M_e}{M_{eM} - M_{eN}} \beta \right]; \\ P_e &= \frac{\pi n}{30 \cdot M_e}; \\ G_T &= G_{ТН} \left[\frac{\gamma - \alpha^2}{1 - \alpha} \left(1 - \frac{n}{n_N} \right) + \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 \right] \frac{P_e}{P_{eN}}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

де γ - ступінь зміни питомої витрати палива при максимальному моменті; β - показник коректурної гілки регуляторної характеристики двигуна.

Зазвичай $\gamma = 1..1,1$; $\alpha = 0,5..0,6$, для звичайних двигунів і $\alpha = 1..1,1$ для ДПМ.

Для обох ділянок регуляторної характеристики питомих витрата палива розраховується за формулою:

$$g_e = \frac{1000 G_T}{P_e}. \quad (4.9)$$

Тут g_e в г/(кВт·год.); G_T в кг/год.; P_e в кВт.

Тягово-економічні показники трактора розраховуються в залежності від тягового навантаження $F_{кр}$. Значення $F_{кр}$ в кН задаються шагом $F_{кр}$ від

нуля до максимального значення обмеженого або по зчепленню рушія з ґрунтом або максимальним моментом двигуна.

Дотична сила тяги F_k в кН розраховується за формулою:

$$F_k = F_{кр} + F_f, \quad (4.10)$$

де F_f - сила опору коченню трактора, кН.

Момент в кН·м, що розвивається двигуном:

$$M_e = \frac{F_k r_{k0}}{U_j \eta}, \quad (4.11)$$

де r_{k0} - розрахунковий радіус кочення ведучого колеса, м; U_j - передавальне число трансмісії на j -ой ступені регулювання; η - механічний ККД трансмісії.

Питома сила тяги на гаку:

$$\varphi_{кр} = \frac{F_{кр}}{G_{сц} + F_{кр} h_{кр} / L}, \quad (4.12)$$

де $G_{сц}$ - зчіпний вагу трактора, кН; $h_{кр}$ - висота крюка, м; L - база трактора, м.

Для гусеничного і колісного повнопривідного трактора зчіпний вагу дорівнює вазі трактора, а відношення $h_{кр}/L$ тут умовно приймається рівним нулю.

Коефіцієнт буксування розраховується за формулою:

$$\delta = -\frac{1}{C} \ln \frac{\varphi_{крmax} - \varphi_{кр}}{B}, \quad (4.13)$$

де $\varphi_{кр \max}$ - максимальна питома сила тяги на гаку; B і C – емпіричні коефіцієнти.

Дійсна швидкість трактора, м/с:

$$v = \frac{\pi n}{30} \cdot r_{к0} (1 - \delta) / U_j. \quad (4.14)$$

Крюкова потужність, кВт:

$$P_{кр} = F_{кр} v. \quad (4.15)$$

Тяговий КПД трактора:

$$\eta_T = \frac{P_{кр}}{P_e}. \quad (4.16)$$

В результаті розрахунку на кожного j -ой ступені регулювання отримуємо ряд значень v , η_T , $P_{кр}$ і G_T , відповідний ряду значень $F_{кр}$.

Розрахунок тягової характеристики трактора ведемо за допомогою програми «tractor».

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для трактора

Агрофон	Стерня	
Навантаження на передню вісь, кН	23	
Навантаження на задню ось, кН	34,5	
База трактора, м	2,45	
Висота крюка, м	0,4	
Включення передього моста	Примусове	
Колеса	Передні / задні	
Марка	360/70R24	18,4R34

Радіус R, м		0,586	0,829
Коефіцієнт зчеплення ϕ тах		0,75	0,85
Параметр p		12,5	7,3
Коефіцієнт опору кочення f		0,075	0,09
Передавальні числа і ККД трансмісії			
Номер передачі	Передні колеса		Задні колеса
	i	η	i
1	251,15	0,8084	330,78
10	58,45	0,8084	76,99
16	37,87	0,8417	49,88
ДВИГУН			
МАРКА		Д-245.5	
n, об/хв	Ne, кВт	Me, кН м	GT, кг/год.
1500	84,666	539,000	18,110
1550	87,326	538,000	18,665
1600	89,975	537,000	19,220
1650	92,053	532,750	19,700
1700	94,085	528,500	20,180
1750	96,074	524,250	20,660
1800	98,018	520,000	21,140
1850	98,125	506,500	21,253
1900	98,091	493,000	21,365
1950	97,916	479,500	21,478
2000	97,599	466,000	21,590
2050	97,892	456,000	21,850
2100	98,081	446,000	22,110
2150	79,177	351,667	18,597
2200	31,102	135,000	9,830
2220	0,000	0,000	5,240
			-

Таблиця 4.2 – Показники буксування

Сила тяги, кН	Буксування		Дотична сила тяги, кН			Навантаження на ось, кН		Опор перекочування кН		
Ркр	δ_1	δ_2	Рк1	Рк2	Рк	N1	N2	Pf1	Pf2	Pf
0,000	-0,008	0,061	-6,378	16,223	9,844	20,600	36,900	6,432	3,415	9,847
1,000	-0,005	0,064	-5,755	16,462	10,707	20,483	37,017	6,271	3,436	9,707
2,000	-0,003	0,066	-5,123	16,68	11,561	20,366	37,134	6,103	3,457	9,561
3,000	0,000	0,069	-4,481	16,890	12,409	20,251	37,249	5,929	3,480	9.40
4,000	0,002	0,071	-3,836	17,090	13,254	20,137	37,363	5,751	3,502	9.254
5,000	0,005	0,073	-3,197	17,299	14,101	20,022	37,478	5,575	3,526	9.101
6,000	0,008	0,076	-2,56	17,517	14,952	19,906	37,594	5,400	3,551	8,952
7,000	0,010	0,079	-1,939	17,745	15,806	19,789	37,711	5,228	3,578	8,806
8,000	0,013	0,081	-1,320	17,983	16,663	19,671	37,829	5,057	3,606	8,663
9,000	0,016	0,084	-0,707	18,232	17,524	19,553	37,947	4,888	3,637	8,524
10,000	0,020	0,087	-0,103	18,492	18,390	19,433	38,067	4,721	3,669	8,390
11,000	0,023	0,090	0,495	18,764	19,259	19,313	38,187	4,556	3,703	8,259
12,000	0,026	0,093	1,086	19,048	20 134	19,191	38,309	4,394	3,740	8,134
13,000	0,030	0,097	1,669	19,346	21,014	19,068	38,432	4,235	3,779	8,014
14,000	0,034	0 100	2,244	19,657	21,901	18,942	38,558	4,078	3,822	7,900
15,000	0,038	0 104	2,811	19,983	22,793	18,816	38,684	3,925	3,868	7,793
16,000	0,042	0 108	3,369	20,324	23,693	18,687	38,813	3,775	3,918	7,693
17,000	0,046	0 112	3,920	20,682	24,602	18,557	38,943	3,628	3,973	7,601
18,000	0,051	0,116	4,461	21,058	25,519	18,423	39,077	3,486	4,033	7,519
19,000	0,056	0.121	4,994	21,453	26,447	18,287	39,213	3,348	4,099	7,446
20,000	0,061	0,126	5,516	21,869	27,386	18,149	39,351	3,215	4,171	7,386
21,000	0,067	0,131	6,030	22,309	28,339	18,006	39,494	3,087	4,252	7,339
22,000	0,073	0,137	6,533	22,775	29,308	17,859	39,641	2,965	4,343	7,308
23,000	0,080	0,143	7,025	23,270	30,295	17,708	39,792	2,850	4,445	7,295
24,000	0,087	0,150	7.506	23,797	31,304	17,550	39.950	2,742	4,562	7304
25,000	0,095	0,157	7,976	24,364	32,340	17,384	40,116	2,644	4,696	7,340
26,000	0,104	0,166	8,434	24,976	33,410	17,211	40,289	2,557	4,853	7,410
27,000	0,114	0,175	8.878	25,645	34,523	17,024	40,476	2,482	5,041	7,523
28,000	0,126	0,186	9,309	26,388	35,697	16,822	40,678	2,425	5,271	7,696
29,000	0,140	0,200	9,724	27,232	36,957	16,595	40,905	2,391	5,565	7,957
30,000	0,159	0,217	10,125	28,236	38,361	16,328	41,172	2,393	5,968	8,361
31,000	0,186	0,242	10.512	29,567	40,079	15,972	41,528	2,467	6,612	9,079

Таблиця 4.3 – Показники по передачах

Сила	потужність	Робоча	Тягова 1 передача	Питома витрата	Тяговий
0,000	6,936	1,965	0,000	-	0,000
1,000	7,517	1,959	0,544	11652,666	0,072
2,000	8,092	1,954	1,085	5920,118	0,134
3,000	8,663	1,949	1,624	4009,060	0,187
4,000	9,231	1,943	2,159	3053,657	0,234
5,000	9,801	1,938	2,692	2480,949	0,275
6,000	10,373	1,932	3,220	2099,612	0,310
7,000	10,947	1,926	3,746	1827,669	0,342
8,000	11,524	1,920	4,268	1624,131	0,370
9,000	12,103	1,914	4,785	1466,212	0,395
10,000	12,685	1,908	5,299	1340,256	0,418
11,000	13,270	1,901	5,808	1237,589	0,438
12,000	13,859	1,894	6,313	1152,412	0,456
17,000	16,864	1,853	8,752	881,879	0,519
18,000	17,481	1,844	9,220	847,024	0,527
19,000	18,106	1,834	9,680	816,346	0,535
20,000	18,738	1,823	10,130	789,270	0,541
21,000	19,380	1,812	10,570	765,384	0,545
22,000	20,032	1,800	10,999	744,329	0,549
23,000	20,697	1,787	11,414	725,862	0,551
24,000	21,377	1,772	11,814	709,801	0,553
25,000	22,075	1,756	12,196	696,069	0,552
26,000	22,797	1,738	12,556	684,644	0,551
27,000	23,548	1,718	12,888	675,648	0,547
28,000	24,340	1,695	13,183	669,433	0,542
29,000	25,191	1,667	13,426	666,688	0,533
30,000	26,140	1,631	13,588	669,118	0,520
31,000	27,303	1,577	13,580	682,226	0,497
10 передача					
0,000	29,601	8,385	0,000	-	0,000
1,000	32,060	8,356	2,321	4308,484	0,072
2,000	34,480	8,325	4,625	2255,605	0,134
3,000	36,876	8,295	6,913	1571,258	0,187
4,000	39,258	8,265	9,183	1229,276	0,234
5,000	41,643	8,234	11,436	1024,613	0,275
6,000	44,031	8,202	13,670	888,626	0,310
7,000	46,424	8,169	15,885	791,918	0,342
8,000	48,823	8,136	18,080	719,789	0,370

9,000	51,227	8,102	20,254	664.058	0,395
10,000	53,637	8,066	22,406	619,831	0.418
11,000	56,056	8,030	24,535	584,012	0,438
12,000	58,484	7,992	26,640	554,516	0.456
13,000	60,921	7,953	28,719	529,909	0,471
14,000	63,370	7,913	30,772	509,177	0,486
15,000	65,833	7,871	32,795	491,584	0,498 .
16,000	68,310	7.827	34,787	476,563	0,509
17,000	70,805	7,782	36,747	463,710	0.519
18.000	73,319	7,734	38,670	452,703	0,527
19,000	75,858	7,684	40,554	443,307	0,535
20,000	78,422	7,631	42.395	435,323	0,541
21,000	81,019	7,575	44,189	428,640	0,545
22,000	83,653	7,516	45,929	423,140	0,549
23,000	86,331	7,452	47,609	418,776	0,551
24,000	89,003	7,378	49,188	415,490	0,553
25,000	91,490	7,278	50,544	413,271	0,552
26,000	94,029	7,170	51,787	412,358	0,551
27,000	96,641	7,052	52,890	412,930	0,547
28,000	97,959	6,821	53.054	413,302	0,542
29,000	97,681	6,463	52,061	414,227	0,533
30,000	98,028	6,115	50,956	420,300	0.520
31,000	98.118	5,667	48,802	435,122	0.497
10 передача					
0,000	43,607	12,862	0,000	-	0,000
1,000	47,191	12,807	3,558	3575,027	0,075
2,000	50,725	12,753	7,085	1885,501	0,140
3,000	54,220	12,699	10,583	1322,347	0,195
4,000	57,690	12,646	14,051	1041,005	0,244
5,000	61,161	12,591	17,488	872,742	0.286
6,000	64.633	12.536	20,893	761,036	0.323
7,000	68.107	12,479	24,265	681,682	0,356
8,000	71,586	12,421	27,602	622,578	0,386
9,000	75,068	12,361	30,904	576,985	0,412
10,000	78,555	12,300	34,168	540,876	0,435
11,000	82,050	12,238	37,393	511,702	0,456
12,000	85,553	12,173	40,577	487,749	0,474
13,000	89,007	12,099	43,690	467,798	0,491
14,000	92,135	11,979	46,584	450,935	0,506
15,000	95,243	11,856	49,401	436,815	0,519

16,000	98,061	11,699	51,997	424,534	0,530
17,000	97,657	11,175	52,772	409,972	0,540
18,000	97,948	10,758	53,789	399,003	0,549
19,000	98,122	10,349	54,619	390,301	0,557
20,000	98,063	9,936	55,199	383,559	0,563
21,000	91,483	8,906	51,953	376,636	0,568
16 передача					
0,000	55,718	16,432	0,000	-	0.000
1,000	60,266	16,353	4,543	3323,749	0,075
2,000	64,746	16,276	9,042	1760,742	0,140
3,000	69,172	16,200	13,500	1239,823	0,195
4,000	73,562	16,124	17,916	979,648	0,244
5,000	77,949	16,047	22,287	824,125	0,286
6,000	82,331	15,968	26,613	720,945	0,323
7,000	86,713	15,888	30,893	647,712	0,356
8,000	90,811	15,757	35,014	593,035	0,386
9,000	94,670	15,589	38,973	550,976	0,412
10,000	98,049	15,353	42,647	517,124	0,435
11,000	97,679	14,569	44,516	484,448	0,456
12,000	98,062	13,953	46,511	459,932	0,474
13,000	98,106	13,336	48,157	440,575	0,491
14,000	92,434	12,018	46,736	423,424	0,506

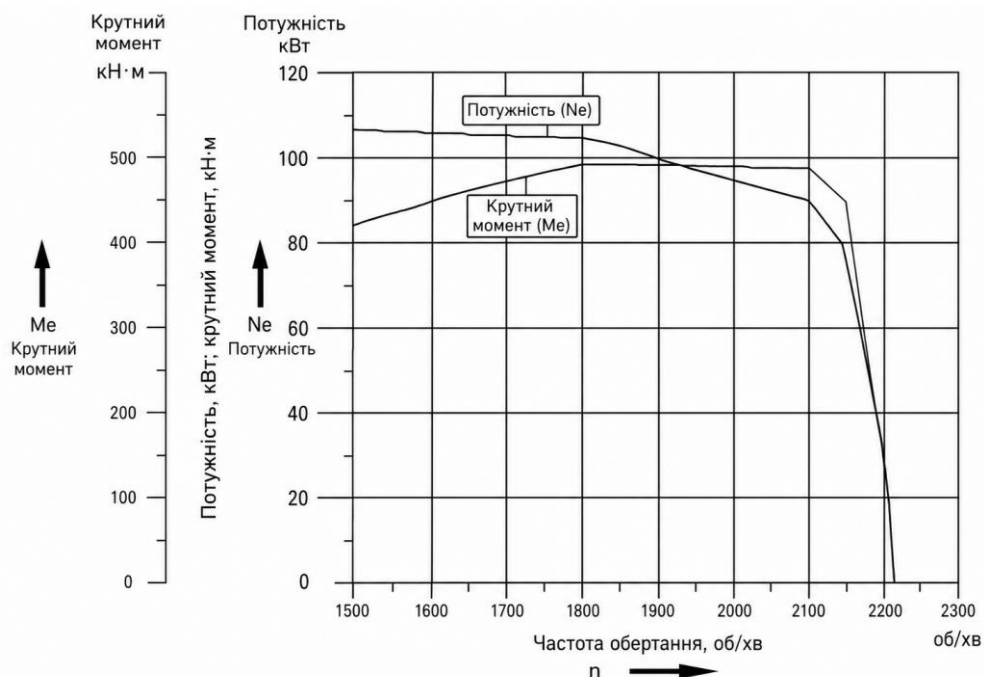


Рисунок 4.4 – Регуляторна характеристика

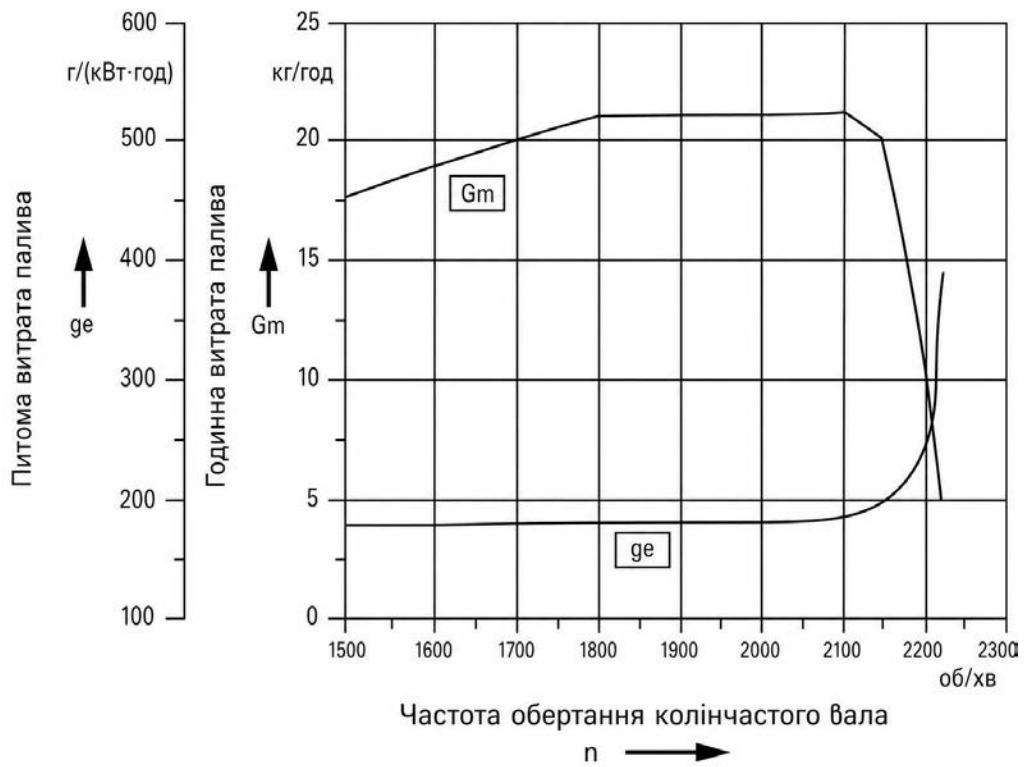


Рисунок 4.5 – Регуляторна характеристика

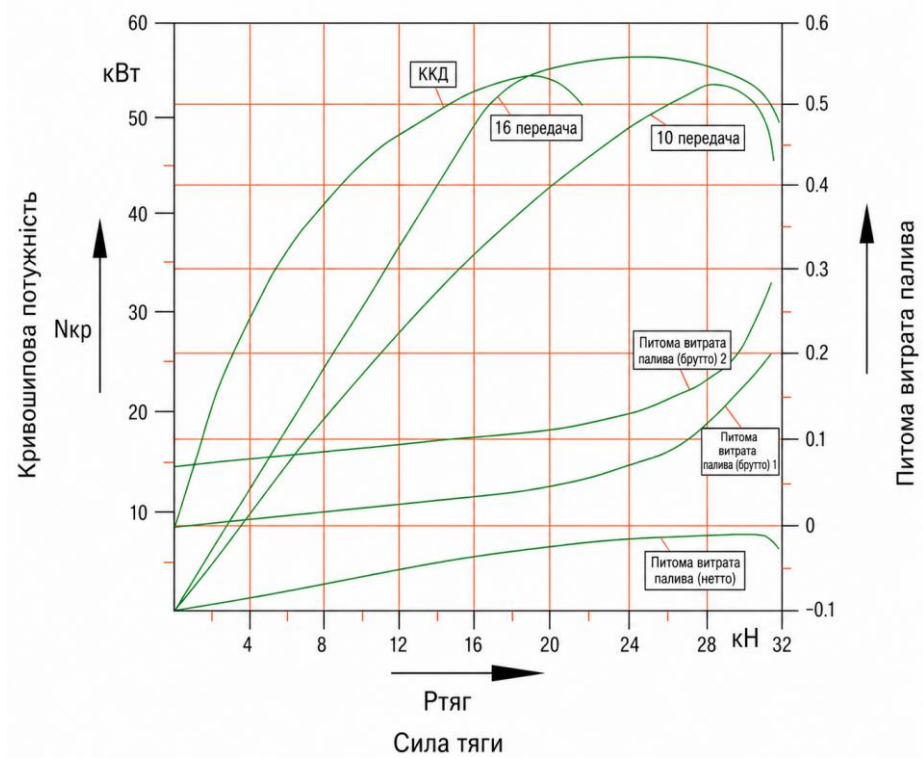


Рисунок 4.6 – Графік залежності буксування і тягового ККД від сили тяги

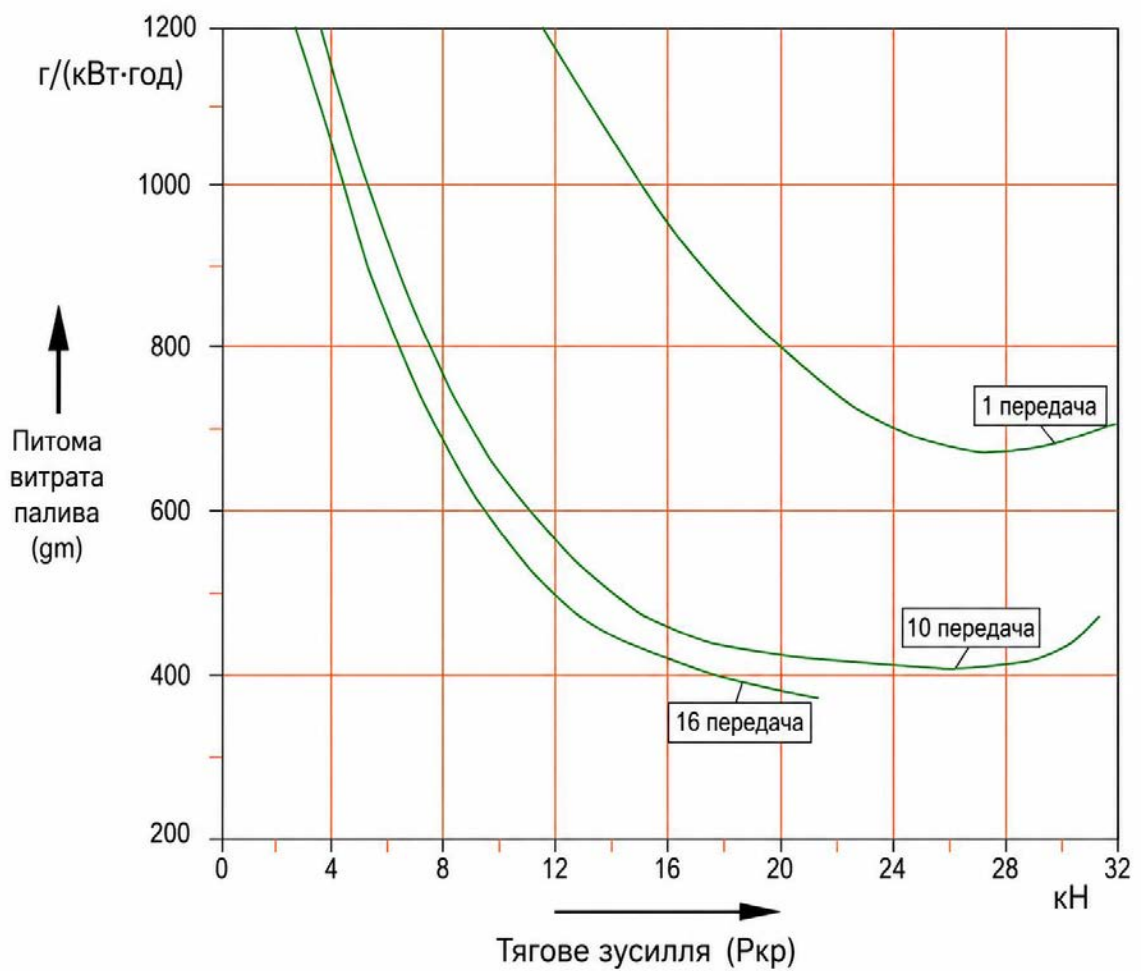


Рисунок 4.7 – Графік залежності питомої витрати палива від сили тяги

В результаті проведеного аналізу тягового розрахунку трактора класу 1,4 з модернізованою муфтою зчеплення видно, що при такій муфті зчеплення швидкісна характеристика трактора незначно покращилася, сила тяги зросла на 2%.

5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАПРОПОНОВАНОЇ СИСТЕМИ

5.1 Розрахунок матеріальних збитків від виробничого травматизму

В даний час при наїзді тракторів щороку летально травмуються близько 12 працівників та отримують травми з інвалідним результатом близько 45 працівників. Взимку ці показники знижуються відповідно до 5 та 10, при цьому експлуатація тракторів знижується до 70%.

Щорічні матеріальні збитки від травматизму розраховується за формулою:

$$M_y = C(K_l \cdot N_l + K_i \cdot N_i + K_e \cdot N_e) \quad (5.1)$$

де $K_l=9,0125$; $K_i=5,12$; $K_e=2,231$ – коефіцієнт обліку тяжкості травмувань
 $C=8600$ грн. мінімальна заробітна плата;

N_l , N_i , N_e – кількість механізаторів, які отримали травми відповідно з летальним та інвалідним наслідками, та тимчасовою втратою працездатності.

Враховуючи, що результати наїзду працівники отримують здебільшого з летальним та з інвалідним наслідком травми, то збитки від травм з тимчасової втратою працездатності до розрахунків не включаємо.

$$M_y=8600(9,0125*10+5,12*5)=995235\text{грн.}$$

5.2 Капітальні вкладення

Для визначення капітальних вкладень на обладнання необхідно ціну придбання матеріалів збільшити на суму витрат на монтаж та налагодження, витрати на доставку.

Розрахунок ведуть за такою формулою:

$$K = \sum_1^i (C + M_n + T_c) \quad (5.2)$$

де, C – вартість придбання обладнання;

$M_n = 0,2C$ - витрати на монтаж та налагодження;

$T_c = 0,15C$ - витрати на доставку.

Вартість придбання обладнання становила 24030грн. Вона була визначено із сумарної вартості обладнання.

$$K=17800+3560+2670=24030\text{грн.}$$

Витрати на утримання та експлуатацію машин та обладнання є комплексною статтею у собівартості.

5.3 Річний економічний ефект запропонованого проекту

Сумарні втрати становлять 1 годину 30 хвилин. При впровадженні проектного рішення напрацювання трактора збільшиться до 90 мото/годин в холодну пору року.

Додатковий дохід від наданих послуг за ціною 400 грн за 1 мото/година складе:

$$ДП = Q \cdot Ц \quad (5.3)$$

де Q - вироблення трактора;

$Ц$ - ціна за мото/годину,

$$ДП = 90 \cdot 400 = 36000 \text{ грн}$$

Річний економічний ефект від застосування установки на 20 тракторів визначаємо за формулою:

$$E_p = M_y + ДП \cdot 20 - Z_e \quad (5.4)$$

де $ДП$ – додатковий дохід;

Z_e – витрати на виробництво.

$$E_p = 995235 + 36000 \cdot 20 - 356660 = 995575 \text{ грн.}$$

Витрати суспільства створення нового пристрою для тракторів окупляться не лише грошовим еквівалентом, а й здоров'ям механізаторів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті розглянуто питання удосконалення конструкції головного зчеплення трактора з метою підвищення розгінних показників машинно-тракторного агрегату. Проведений аналіз існуючих конструкцій показав, що традиційні сухі однодискові муфти зчеплення з периферійно розташованими циліндричними пружинами мають низку недоліків: зниження притискного зусилля внаслідок зносу фрикційних накладок, підвищене тепловиділення при буксуванні, збільшений знос деталей та необхідність частого регулювання.

У результаті аналізу вітчизняних і зарубіжних конструкцій обґрунтовано доцільність застосування муфти зчеплення «мокрого» типу з центральною тарілчастою пружиною та гідравлічним приводом керування. Така конструкція забезпечує стабільність притискного зусилля протягом усього терміну експлуатації, зменшує теплове навантаження на фрикційні поверхні та підвищує довговічність вузла.

Виконані розрахунки показали працездатність запропонованої конструкції. Розрахунок фрикційної муфти підтвердив можливість передачі необхідного крутного моменту при використанні металокерамічних фрикційних накладок. Тепловий розрахунок засвідчив, що застосування мастила сприяє стабілізації температурного режиму та покращує умови роботи фрикційних поверхонь. Розрахунок тарілчастої пружини підтвердив забезпечення необхідного притискного зусилля при мінімальній зміні характеристик у процесі зносу фрикційних елементів.

Проведений тяговий аналіз показав, що удосконалення конструкції зчеплення сприяє більш повній реалізації потужності двигуна, покращенню розгінної динаміки трактора та підвищенню ефективності використання машинно-тракторного агрегату в різних умовах експлуатації.

Отже, запропонована модернізація головного зчеплення є технічно обґрунтованою, забезпечує підвищення надійності та довговічності трансмісії, покращує експлуатаційні характеристики трактора і може бути рекомендована до практичного впровадження в конструкцію тракторів тягового класу 2.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Rajamani R. Vehicle Dynamics and Control. 2nd ed. New York: Springer, 2012. 486 p.
2. Gillespie T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE International, 1992. 495 p.
3. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. 4th ed. Hoboken: Wiley, 2008. 592 p.
4. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. 642 p.
5. Ellis J. R. Vehicle Dynamics. London: Business Books Limited, 1969. 312 p.
6. Cho W., Choi J., Kim C., Choi S., Yi K. Unified chassis control for the improvement of agility, maneuverability, and lateral stability // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2012. Vol. 61, No. 3. P. 1008–1029.
7. Winkler C. B., Ervin R. D. Rollover of Heavy Commercial Vehicles. Ann Arbor : University of Michigan Transportation Research Institute, 1999. 123 p.
8. Pape D., Arant M., Hall D. et al. Heavy Truck Rollover Characterization (Phase-A) Final Report. Washington: U.S. Department of Transportation, 2000. 214 p.
9. Macmillan R. H. The Mechanics of Tractor-Implement Performance. Melbourne : University of Melbourne, 2002. 358 p. Deutz Fahr Agrotron. Рекламний проспект. 91 301 01 Printed in Germany 0102 LD 77.0.092.
10. Fendt Favorit 700 Vario. Рекламний проспект. AGCO GMBH & Co Fendt-Marketing, D-87616 Marktoberdorf.
11. Zahnradfabrik Passau GMBH. Рекламний проспект. ZFP / Ту 02.11.99 d - Druck OSTLER. Printed in Federal Republic of Germany.
12. Каталог сільськогосподарської техніки : навч. Посібник / Л.М. Тіщенко, В.І. Мельник, С.О. Харченко та ін.; за ред. Л.М. Тіщенка та В.І. Мельника. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – 450 с.

13. Мазоренко Д.І. Інноваційні технології: Монографія / Д.І. Мазоренко, Г.Є. Мазнєв. Х.: ХНТУСГ, – 2007.– 385 с.
14. Машиновикористання в землеробстві : навч. посібник / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; за редакцією В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. –К.: Урожай, 1996. – 338с.
15. Довідник з машиновикористання в землеробстві : навч. посібник / В.І. Пастухов, А.Г. Чигрин, П.А. Джолос та ін.; за редакцією В.І. Пастухова. – Харків: ООО «Веста», 2001. – 343с.
16. Трактори та автомобілі [Текст] : навч. посіб. Ч. 4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання / В. М. Антощенков [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедева, 2006. - 164 с.
17. Трактори та автомобілі [Текст] : навч. посіб. Ч. 3. Шасі / А. Т. Лебедєв [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедева, 2004. - 336 с.
18. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання: підручник / [Сідашенко О.І. та ін.]; за ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – К: Агроосвіта, 2014. – 665 с.
19. Експлуатація та сервіс техніки. Частина І. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікєєв, К.Г. Сировицький, Є.А.Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.
20. Шуляк, Михайло Леонідович. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 - автомобілі та трактори [Електронний ресурс] / Шуляк Михайло Леонідович ; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2017. - 40 с.
21. Калінін, Євген Іванович. Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.20 - експлуатація та ремонт засобів транспорту [Електронний ресурс] / Калінін Євген Іванович; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2019. - 40 с.

22. Деталі машин [Текст] : підручник/ А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с. : іл. - Бібліогр.: с. 433-435. - ISBN 978-966-2007-28-2.

23. Розрахунки і проектування деталей машин. [Текст] : навч. посіб. [в 2-х ч.]. Ч. 2. Вали і опори / Б. З. Овчаров, А. В. Міняйло, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко ; ХНТУСГ. - Х., 2008. - 316 с. : рис., табл. - ISBN 5-7763-0146-7. Додат.: с. 240-315.

ДОДАТКИ