



Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх та меліоративних машин



02-01-568М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт
та самостійного вивчення дисципліни
«Дослідження експлуатаційних властивостей машин»
для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня
за освітньо-професійною програмою «Інжиніринг машин і
обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною радою з якості НММІ
Протокол № 2 від 02.10.2024 р.

Рівне – 2024

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та самостійного вивчення дисципліни «Дослідження експлуатаційних властивостей машин» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за освітньо-професійною програмою «Інжиніринг машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання. [Електронне видання] / Тхорук Є. І., Налобіна О. О. – Рівне : НУВГП, 2024. – 99 с.

Укладачі:

Тхорук Є. І., професор кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин, к.т.н., доцент;

Налобіна О.О., професор кафедри агроінженерії, д.т.н., професор.

Методичні вказівки схвалено на засіданні кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин
Протокол № 2 від 17 вересня 2024 року

Відповідальний на випуск: в.о. завідувача кафедри Тхорук Є. І.

Керівник групи забезпечення, гарант ОПП Кравець С. В.

Попередня версія МВ 02-06-06

© Є. І. Тхорук,
О. О. Налобіна, 2024
© НУВГП, 2024

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	4
1. Практична робота № 1 Розрахунок і дослідження продуктивності машин	5
2. Практична робота № 2 Розрахунок основних техніко – експлуатаційних параметрів машин.....	18
3. Практична робота № 3 Аналіз рушійної сили машини..	30
4. Практична робота № 4 Побудова потенційної тягової характеристики	41
5. Практична робота № 5 Побудова тягово-швидкісних характеристик	51
6. Практична робота № 6 Використання тягових та потужнісних резервів машин.....	76
7. Практична робота № 7 Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин	83
8. Практична робота № 8 Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації.....	92
9. Рекомендації до виконання самостійної роботи	97
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	98

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Формування інженерних навичок у майбутніх фахівців з галузевого машинобудування значною мірою сприяє вивчення навчальної дисципліни «Дослідження експлуатаційних властивостей машин».

Основне призначення цієї дисципліни у тому, щоб навчити майбутнього інженера-механіка питанням ефективного використання великого технічного потенціалу сільськогосподарського виробництва, навчити його методам розрахунків раціонального використання машинно-тракторних агрегатів, проектування виробничих процесів та організації технічного обслуговування.

Методичні вказівки є доповненням до існуючої по цій дисципліні літератури та містять приклади виконання розрахунків та вирішення практичних завдань з експлуатації машинно-тракторного парку, організації матеріально-технічного забезпечення роботи машин та інших питань раціонального використання технічного потенціалу.

Представлено також довідкові та нормативні матеріали, які дозволяють виконувати самостійно індивідуальні завдання.

Практична робота № 1

Тема 1. Розрахунок і дослідження продуктивності машин

Мета роботи: Навчитися розраховувати продуктивність машинно-тракторного агрегату при виконанні заданої операції, а також робити аналіз шляхів підвищення продуктивності агрегату.

Короткі теоретичні відомості.

Обсяг роботи, що виконується агрегатом за певний проміжок часу, називають **продуктивністю**. Залежно від характеру технологічного процесу, обсяг роботи оцінюють величиною обробленої площі в гектарах або квадратних метрах, кількістю переробленого матеріалу в тоннах або кілограмах і т.д.

Існують поняття теоретична, фактична, нормативна продуктивність. Дані поняття поєднуються з назвами годинна та змінна продуктивність.

Більш повна викладка теоретичного матеріалу для підготовки до виконання практичних робіт теми 5 і 6 навчального посібника [1].

Шляхи підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів

Домогтися підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів та всього парку можна за рахунок комплексного врахування всіх основних діючих факторів.

Перша група чинників має вирішуватися на етапі створення машин. У конструкцію машини повинні бути закладені оптимальні параметри, висока надійність і ремонтпридатність, пристосованість конструкції до проведення технічного та технологічного обслуговування,

створення сприятливих умов роботи для обслуговуючого персоналу.

Друга група чинників пов'язана з практичним використанням потенційних можливостей агрегатів в процесі їхньої експлуатації. Для цього необхідно забезпечити оптимальне комплектування агрегатів і справний стан робочих органів, відповідність технологічних регулювань умовам і оптимальному режиму роботи; вибрати найкращий спосіб руху.

Приховані втрати продуктивності пов'язані з втратою потужності двигуна базової машини.

Механізатор за зовнішніми ознаками відчуває зниження потужності двигуна до 10% на звичайних тракторах і до 20% на енергонасичених тракторах. З втратою потужності знижується й продуктивність. Практика показує, що за умови зниження потужності більше 7% вигідніше зупинити машину для усунення несправності.

До третьої групи факторів, що забезпечують високу продуктивність, відносяться чинники, пов'язані з організацією використання машинно-тракторних агрегатів: забезпечення швидкої доставки агрегатів і механізаторів до місця роботи і назад, скорочення простоїв машин через очікування обслуговуючих агрегатів і усунення технічних відмов, застосування прогресивних організаційних форм групової роботи агрегатів.

Групова робота агрегатів на одному або декількох суміжних ділянках дозволяє при невеликій кількості технічних засобів механізувати допоміжні роботи, налагодити постачання палива, мастила, організувати підвіз продуктів харчування та доставку механізаторів. Концентрація техніки дозволяє краще організувати її технічне обслуговування.

Оптимальну кількість агрегатів в групі беруть такою, щоб дотримувалася умова рівності темпу виконання робіт групи до відношенню заданого обсягу робіт на число робочих днів. Це дає можливість скоротити втрати часу на переналадження і комплектування агрегатів.

Впровадження групової роботи агрегатів покращує використання техніки, знижує простої.

Велике значення для скорочення непродуктивних втрат часу має організація роботи допоміжних засобів з обслуговування агрегатів, які виконують основну роботу. Потрібна кількість допоміжних агрегатів (транспортних засобів для технологічних перевезень, заправників, завантажувачів і т.д.) розраховують з умови поточності виконання робіт.

Четверта група чинників, яка забезпечує високу продуктивність агрегату, пов'язана із забезпеченням оптимальної працездатності та зростання професійної майстерності машиніста.

Таблиця 1.1

Рекомендації щодо тривалості часу зміни

Умови роботи	Час зміни (год.) за умови, що швидкість становить км/год.		
	До 5	6-8	9-15
Сприятливі умови: Рівна поверхня	7-8	5-6	2-4
Несприятливі умови: Нерівний рельєф	7	4	-

Крім чинників робочого середовища, на продуктивність істотно впливає рівень працездатності машиніста. Зменшення продуктивності машини через 4-5 годин безперервної роботи складає 15-22%. Стомлюваність

машиніста збільшується зі зростанням швидкості, складності технологічного процесу і ряду інших чинників.

Зміст роботи: виконати розрахунок продуктивності:

1. Скрепера. Зробити висновки.
2. Виконати аналіз окремих видів продуктивності.

1.1. Визначення продуктивності причіпного скрепера

Експлуатаційна змінна продуктивність скрепера, м³/зміну, визначається [5]:

$$P_{\text{ек.скр.}} = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} q \frac{k_H}{k_p} \cdot k_e \cdot n_{\text{г.р.}}, \quad (1.1)$$

де q – геометричний об'єм ковша, м³;

$T_{\text{ц}}$ – час робочого циклу, с;

k_H – коефіцієнт наповнення ківша;

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту;

k_e – коефіцієнт експлуатаційних втрат (0,75...0,8);

$n_{\text{г.р.}}$ – кількість годин роботи скрепера за зміну.

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5, \quad (1.2)$$

де t_1, t_2, t_3, t_4 – відповідно час операції наповнення ківша (копання), перевезення ґрунту (транспортування), розвантаження ківша і холостого ходу, с;

t_5 – тривалість повороту, перемикання швидкостей та інші витрати часу за один цикл, с.

Таблиця 1.2

Вихідні дані для розрахунку

№ варіанту	Грунт	Базова машини	Об'єм ковша, м ³	Дальність, км	Ширина, м	Товщина зрізаного шару, h, м	Ухил	Маса скреперу, т
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розпушений пісок	Т-130	7,0	0,4	2,65	0,3	0,04	7,1
2	Розпушений суглинок	ДТ-75Н	3,0	0,3	2,1	0,1	0,03	2,8
3	Вологий пісок	Т-4А	4,0	0,3	2,4	0,1	0,05	4,4
4	Супісь	Т-150	4,0	0,5	2,5	0,1	0,02	4,1
5	Суглинок	Т-180	10,0	0,5	3,0	0,1	0,04	9,5
6	Глина	ДЭТ-250	15,0	0,6	2,8	0,2	0,04	16,5
7	Розпушений суглинок	Т-130	7,0	0,8	2,6	0,1	0,07	7,1
8	Сухий пісок	Т-150К	4,0	0,4	2,5	0,1	0,06	4,1
9	Щільний суглинок	Т-100МЗ	6,0	0,7	2,6	0,3	0,06	7,1

продовження табл. 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Розпушений суглинок	ДТ-75Н	3,0	0,3	2,1	0,1	0,07	2,8
11	Розпушений пісок	Т-130	7,0	0,5	2,6	0,3	0,06	7,1
12	Глина	Т-4А	4,0	0,6	2,4	0,1	0,05	4,4
14	Щільний суглинок	Т-180	10,0	0,8	3,0	0,2	0,05	9,5
15	Супісь	Т-130	7,0	0,7	2,6	0,1	0,03	7,1
16	Розпушений суглинок	ДЭТ-250	15,0	0,8	2,8	0,2	0,02	16,5
17	Розпушений пісок	Т-75МЛ	3,0	0,4	2,1	0,2	0,05	2,4
18	Суглинок	Т-4А	4,0	0,3	2,4	0,1	0,03	4,4
19	Сухий пісок	Т-100МЗ	7,0	0,5	2,6	0,3	0,06	6,7
20	Щільний суглинок	Т-130	7,0	0,6	2,6	0,2	0,08	7,1

Таблиця 1.3

Фізико-механічні характеристики ґрунтів

Ґрунт	Група ґрунту	Щільність, т/м ³	Коефіцієнт розпушення	Питомий опір ґрунту різанню, МПа
Пісок розпушений, сухий	I	1200...1600	1,05...1,1	0,02...0,04
Пісок вологий, супсь, суглинок розпушений	I	1400...1800	1,1...1,2	0,05...0,1
Суглинок середній та дрібний, гравій, легка глина	II	1500...1800	1,5...1,25	0,09...0,18
Глина, щільний суглинок	III	1600...1500	1,2...1,3	0,16...0,3

Тривалість кожної операції циклу визначається

$$t_i = \frac{l_i}{V_i}, \quad (1.3)$$

де l_i – довжина відповідної ділянки, м;

V_i – швидкість пересування скрепера на даній ділянці, м/с;

$$l_i = \frac{q \cdot k_H}{B \cdot h}, \quad (1.4)$$

де B – ширина ножа скрепера, м;

h – глибина копання, м.

Коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом для піщаних ґрунтів та гравію 0,7...0,9; для супісі, суглинків – 1,1...1,2; для чорнозему та глини – 1,1...1,25.

Час холостого ходу скрепера, с

$$t_4 = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{V_{x.x.}}, \quad (1.5)$$

Під час визначення тривалості окремих операцій приймається, що копання ґрунту скрепером проводиться на першій передачі; пересування з ґрунтом до місця вивантаження – на IV-V передачах; вивантаження ковша – на II-III передачах; холостий хід скрепера до місця завантаження – на V передачі.

Довжина шляху розвантаження l_3 призначається згідно табл. 1.4.

Час, який витрачається на повороти t_5 (в основному два повороти), приймається за табл. 1.5.

Таблиця 1.4

Довжина шляху розвантаження скрепера, м

Група грунту	Місткість ковша, м ³		
	До 6	6...10	Більше 10
I, II	6...7	6...10	8
III	8...10	8...10	10
IV	10	12	15

Таблиця 1.5

Час, потрібний для повороту скрепера, с

Скрепер	Місткість ковша, м ³			
	До 6	6...8	8...10	Більше 10
Причіпний	28	45	60	60
	-	20	25	30

Таблиця 1.6

Швидкість пересування, км/год

Марка	ДТ-75Н	ДТ-75МЛ	Т-4А	Т-100МЗ	Т-180	Т-130	ДЭТ-250	Т-150К
Швидкість вперед	3,26... 11,5	5,3; 5,91; 6,58; 7,31; 8,16; 9,05; 11,18.	3,74; 4,03; 4,66; 5,2; 6,35; 7,37; 8,53; 9,53.	2,36; 3,78; 4,51; 6,45; 10,15.	3,7; 4,4; 5,13; 6,1; 7,44; 8,87; 10,27; 12,2.	2,86; 5,06; 6,9; 9,46; 13,09 .	Робоча 2,3...15 Транспортна 3,5...24,5.	8,53; 10,8; 11,40; 13,38; 18,55.
Швидкість назад	4,05... 8,54	4,54	4,96; 5,47; 6,34; 7,04	2,79; 4,46; 5,34; 7,16	3,56; 4,96; 7,14; 9,9	3,21 ... 8,19	3,5...24,5	0... 14,6 24,9; 29,12

1.2. Аналіз окремих видів продуктивності

На рис. 1.1. подано залежність конструктивної продуктивності автогрейдера від тягових властивостей на передачах для стандартного та активного відвалів

$$P_k = f(F). \quad (1.6)$$

Виконати аналіз експериментальних графіків.

Приблизний виклад аналізу: для пасивного відвалу значення продуктивності на I передачі...; на II – передачі... . Дані значення... (сильно різняться або є близькими). У активного відвалу продуктивність...у порівнянні з пасивним.

Найбільш доцільними для досягнення максимальної продуктивності параметрами є:

а) для пасивного відвалу $F = \dots; V_p = \dots$

б) для активного відвалу $F = \dots; V_p = \dots$

На рис.1.2. наведено графік залежності швидкісних властивостей пасивного та активного відвалів від продуктивності $V_p = f(P_k)$, який побудовано згідно експериментальних даних [29]. Початкові точки кривих отримані за умови, що $V_p = 0$, та відповідають переміщенню автогрейдера без навантаження з піднятим відвалом і складають відповідно 4, 6, 19 км/год. на різних передачах.

Виконати аналіз графіка. Аналіз повинен містити відповіді на наступні питання:

1) Яка залежність між площею поперечного перерізу стружки та робочою швидкістю на різних передачах для пасивного та активного відвалів? Чим можна пояснити зростання чи зменшення швидкості?

2) Яким чином змінюється продуктивність автогрейдера з пасивним та активним відвалом зі зміною швидкості на різних передачах?

- 3) Які швидкості є доцільними виходячи з умови досягнення максимальної продуктивності?
- 4) За умови використання якого відвалу та на якій передачі є перевантаження двигуна через недостатню потужність? (за показником кута β).

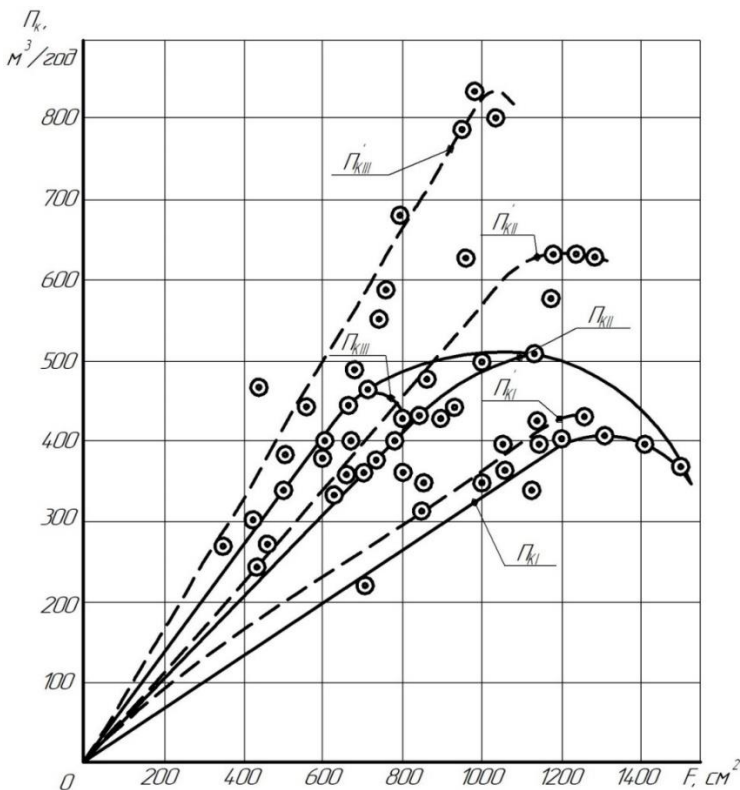


Рис. 1.1 Порівняльний графік залежності конструктивної продуктивності від площі вирізаної стружки для пасивного (Π_{kI} - Π_{kII} -суцільна лінія) та активного (Π_{kI} - Π_{kIII} -розривна лінія) відвалів на передачах

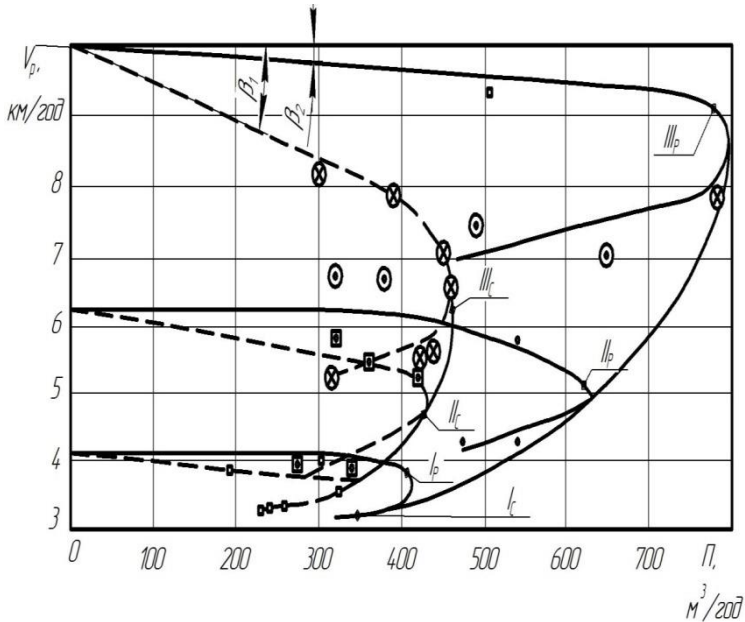


Рис. 1.2 Порівняльний графік залежності швидкісних властивостей від продуктивності для пасивного (суцільна лінія) та активного (розривна лінія) відвалів*

Зауваження*: кут β оцінює степінь перевантаження двигуна.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дайте визначення поняття продуктивності.
2. Назвіть шляхи підвищення продуктивності МТА.
3. Яким чином визначається Експлуатаційна змінна продуктивність скрепера?
4. Яким чином визначається час робочого циклу скрепера?

5. Яким чином визначається тривалість кожної операції циклу?
6. Яким чином визначається довжина робочої ділянки?
7. Яким чином визначається час холостого ходу скрепера?
8. Яким чином визначається годинна фактична продуктивність сільськогосподарського МТА?
9. Яким чином визначається змінна фактична продуктивність сільськогосподарського МТА?
10. Яким чином визначається робочий час зміни?

Практична робота №2

Тема. Розрахунок основних техніко – експлуатаційних параметрів машин

Мета роботи: навчитись розраховувати експлуатаційні показники та аналізувати отримані результати.

Короткі теоретичні відомості.

Двигун є джерелом енергії та рушійної сили трактора. Від динамічних та економічних властивостей двигуна, в значній мірі, залежать експлуатаційні якості трактора та машинно-тракторного агрегату (МТА) [6, 7, 8, 9].

Основними експлуатаційними показниками роботи тракторного двигуна є: ефективна потужність, крутний момент, частота обертання колінчастого валу, годинна та питома витрата палива.

Техніко-експлуатаційні властивості тракторів найбільш повно відображаються на їхніх тягових

характеристиках, які будуються за експериментальними даними, які отримують під час випробувань.

Зміст роботи: розрахувати та проаналізувати експлуатаційні показники та режими роботи двигуна трактора заданої марки:

1. За даними, поданими в табл. 2.1., заповнити таблицю 2.2.

2. За даними табл. 2.2. побудувати графік швидкісної характеристики двигуна; позначити на ній регуляторну та безрегуляторну зони, а також показники, які відповідають трьом характерним режимам роботи двигуна (при $N_e = 0$; $N_e = N_{eH}$; $M_e = M_{emax}$).

3. За побудованим графіком та табл. 2.2. визначити значення показників та занести в табл. 2.3.

4. Розрахувати значення коефіцієнтів пристосованості та зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження [8, 9]:

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}; \quad K_n = \frac{n_H}{n_{гр}}, \quad (2.1)$$

де M_e^{max} – максимальний крутний момент, який розвиває двигун за умови граничної частоти обертання $n_{гр}$ колінчастого валу;

M_e^H – номінальний крутний момент, який розвиває двигун за умови номінальної частоти обертання n_H колінчастого валу.

5. Проаналізувати наскільки розрахункові значення коефіцієнтів відповідають рекомендованим для дизельних тракторів.

6. Визначити запас крутного моменту двигуна в зоні перевантаження та дати заключення:

$$\Delta M_e = M_e^{max} - M_e^H \quad (2.2)$$

7. Визначити середнє, максимальне та мінімальне значення моменту опору на колінчастому валу двигуна за умови роботи без зупинок: $M_{сер} =$; $M_e^{max} =$; $M_e^{min} =$;

Для того, щоб двигун не зупинився, потрібно щоб виконувалась умова

$$M_{сер}^{max} \leq 0,97 M_e^{max} \quad (2.3)$$

Тоді

$$M_{сер} = \frac{M_{сер}^{max}}{1 + \frac{\delta^R}{2}} = \frac{0,97 \cdot K_M \cdot M_e^H}{1 + \frac{\delta^R}{2}} \quad (2.4)$$

де $M_{сер}$, $M_{сер}^{max}$ - допустимі значення середнього та максимального моментів опору на валу двигуна;

δ^R – ступень нерівномірності тягового опору (табл. 2. 4).

Область можливих значень моменту опору як випадкової величини знаходиться між

$$M_{сер}^{min} = M_{сер} \cdot \left(1 - \frac{\delta^R}{2}\right) \quad (2.5)$$

$$M_{сер}^{max} = M_{сер} \cdot \left(1 + \frac{\delta^R}{2}\right) \quad (2.6)$$

8. Показати на рис. 2.1. область можливих значень моменту опору $M_{сер}$, а також приблизний графік нормального закону розподілу $M_{сер}$, як випадкової величини.

9. Визначити середній момент опору за умовою раціонального завантаження двигуна:

$$M'_{\text{сер}} = \dots$$

Для раціонального завантаження двигуна потрібно витримати наступні умови:

$$M'_{\text{сер}} < M_e^H \quad (2.7)$$

$$M'_{\text{сер.max}} \leq 1,05M_e^H \quad (2.8)$$

Середній момент опору на валу двигуна повинен бути менше номінального крутного моменту двигуна, а максимальний робочий момент опору короткочасно може перевищувати номінальний крутний момент двигуна не більше ніж на 5%.

$$M'_{\text{сер}} = \frac{M'_{\text{сер.max}}}{1 + \frac{\delta^R}{2}} = \frac{1,05M_e^H}{1 + \frac{\delta^R}{2}}. \quad (2.9)$$

10. Розрахувати коефіцієнт раціонального завантаження двигуна за крутним моментом з урахуванням неусталеного характеру зовнішнього навантаження:

$$\xi_{\text{рац}} = \frac{M_{\text{сер}}}{M_e^H} = \frac{1,05}{1 + \frac{\delta^R}{2}} \quad (2.10)$$

11. Визначити запас дотичної сили тяги на рушійх трактора за умови неусталеного характеру тягового навантаження для заданих умов роботи агрегату:

$$P_3 = P_{Kmax} - P_{KH}, \quad (2.11)$$

де P_{Kmax} – максимально допустима сила на рушійх трактора, кН;

P_{KH} – номінальна дотична сила тяги, кН.

$$P_{Kmax} = \frac{M_{сеп}^{max} \cdot i_T \cdot \eta_{TP}}{r_K} = \frac{0,97 \cdot M_{сеп}^{max} \cdot i_T \cdot \eta_{TP}}{r_K}, \quad (2.12)$$

$$P_{KH} = \frac{M_H i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}. \quad (2.13)$$

де i_{TP} – передаточне число трансмісії (табл.2.5)

η_{TP} – механічний ККД трансмісії трактора, який знаходиться в межах:

0,90...0,92 – для колісних тракторів;

0,86...0,88 – для гусеничних тракторів;

r_K – радіус кочення ведучого колеса, м.

Для гусеничних тракторів r_K дорівнює радіусу початкового кола ведучої зірочки, а для колісних тракторів

$$r_K = r_0 + K_{ш} \cdot h, \quad (2.14)$$

де r_0 – радіус сталевго ободу колеса, м;

h - висота профіля шини, м;

$K_{ш}$ – коефіцієнт усадки шини, який приймають рівним:

0,70 – на твердій основі,

0,75 – на стерні, залежі,

0,80 – на спушених ґрунтах.

Значення r_0 і h наведені в табл. (табл.2.5).

12. Визначити абсолютне зменшення теоретичної швидкості руху трактора за умови зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна:

- частота обертання номінальна

$$V_{ТН} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r_K \cdot n_H}{i_T} \quad (2.15)$$

- частота обертання, яка відповідає максимальному крутному моменту

$$V_{Т0} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r_K \cdot n_0}{i_T} \quad (2.16)$$

$$\Delta V_T = V_{ТН} - V_{Т0} \quad (2.17)$$

Таблиця 2.1

Експлуатаційні показники двигунів

Показник	Значення показника							
Двигун Д-21 (трактори Т-16М, Т-25)								
$n, \text{хв.}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1670}{27,8}$	$\frac{1640}{27,3}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1000}{16,7}$	
$M_e, \text{кНм}$	0	0,025	0,05	0,09	0,10	0,106	0,105	
			3	3	2			
$N_e, \text{кВт}$	0	4,4	9,1	15,5	15,0	13,3	11,0	
$G_T, \text{кг/год}$	1,1	2,0	2,9	4,0	3,8	3,3	2,9	
$q_e, \text{г/кВт год.}$	∞	454	320	258	253	249	263	
Двигун Д-21А (трактор Т-25А)								
$n, \text{хв.}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1920}{32,0}$	$\frac{1875}{31,3}$	$\frac{1850}{30,8}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1550}{32,0}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$
$M_e, \text{кНм}$	0	0,039	0,064	0,100	0,108	0,112	0,113	0,109
$N_e, \text{кВт}$	0	7,7	12,35	18,86	19,20	18,20	15,55	13,68

продовження табл. 2.1

$G_T, \text{кг/год}$	1,35	2,75	3,50	4,75	4,60	4,38	4,17	3,72
----------------------	------	------	------	------	------	------	------	------

q_e , г/кВт од.	∞	357	283	251	240	241	250	271
Двигатель Д-37Е (трактори Т-40М, Т-40НМ, Т-28Х4)								
n , хв. ⁻¹ $(с^{-1})$	$\frac{1950}{32,5}$	$\frac{1900}{31,7}$	$\frac{1850}{30,8}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1000}{16,7}$
M_e , кНм	0	0,081	0,168	0,195	0,210	0,220	0,226	0,224
N_e , кВт	0	16,2	32,8	36,8	35,3	32,4	28,4	23,5
G_T , кг/год	2,8	5,2	8,4	9,25	8,7	8,05	7,4	6,4
q_e , г/кВт год.	∞	321	256	251	246	249	261	272
Двигун Д-50 (трактори МТЗ-50, МТЗ-52, МТЗ-50Х, Т-54С)								
n , хв. ⁻¹ $(с^{-1})$	$\frac{1810}{30,2}$	$\frac{1780}{29,7}$	$\frac{1740}{29,0}$	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1810}{30,2}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1110}{18,3}$
M_e , кНм	0	0,078	0,173	0,231	0,240	0,254	0,265	0,211
N_e , кВт	0	14,65	31,60	41,10	40,30	37,40	33,30	24,50
G_T , кг/год	3,1	5,8	9,3	10,8	10,4	9,85	9,30	8,00
q_e , г/кВт год.	∞	396	294	262	258	263	279	326

продовження табл. 2.1

Двигун Д-65Н (трактор ЮМЗ-6Л/6М)

$n, \text{хв.}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1810}{31,2}$	$\frac{1840}{30,7}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1750}{29,2}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1450}{24,1}$	$\frac{1300}{21,7}$	$\frac{1150}{19,2}$
$M_e, \text{кНм}$	0	0,058	0,157	0,242	0,260	0,269	0,270	0,265
$N_e, \text{кВт}$	0	11,34	29,60	44,30	43,80	40,80	36,90	32,00
$G_T,$ кг/год	3,2	5,4	8,5	11,2	10,8	10,2	9,5	8,5
$q_e,$ г/кВт год.	∞	476	286	252	246	250	257	265
Двигун СМД-60 (трактор Т-150)								
$n, \text{хв.}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{2180}{36,4}$	$\frac{2140}{35,7}$	$\frac{2100}{35,0}$	$\frac{2000}{33,3}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1400}{23,3}$	
$M_e, \text{кНм}$	0	0,145	0,302	0,526	0,556	0,580	0,606	
$N_e, \text{кВт}$	0	32,5	66,8	110,5	105,1	97,5	89,1	
$G_T,$ кг/год	6,0	11,8	18,1	27,7	25,9	24,0	22,2	
$q_e,$ г/кВт год.	∞	363	271	251	246	246	249	

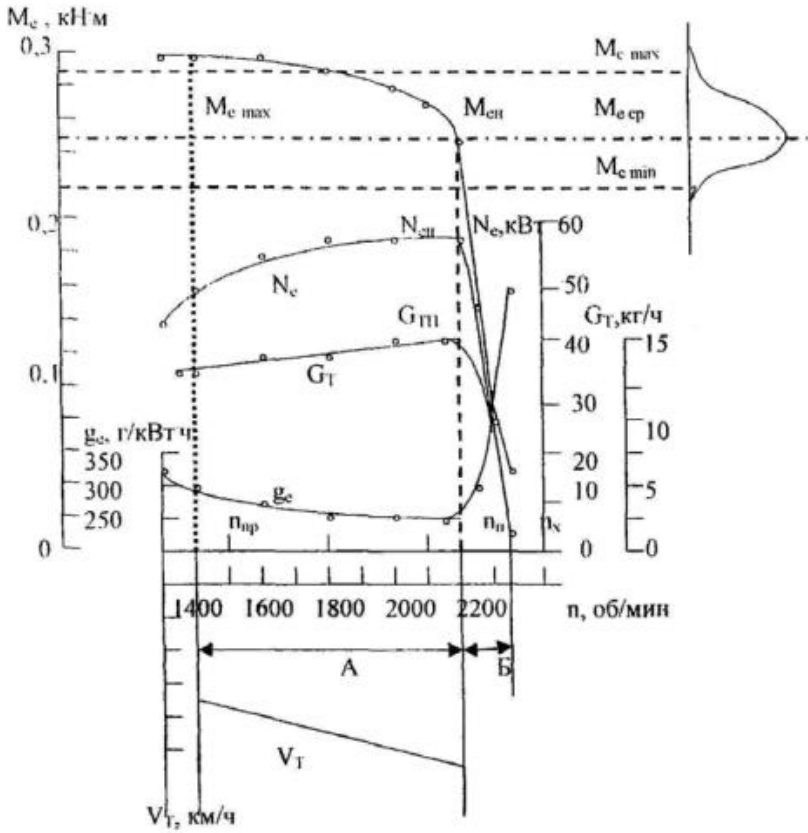


Рис. 2.1 Графік швидкісної характеристики двигуна:
 А – безрегуляторна характеристика; Б – регуляторна зона

Таблиця 2.2

Параметри швидкісної характеристики двигуна _____

Показники											
Частота обертання, n , хв. ⁻¹											
Крутний момент, M_e , кНм											
Годинна витрата палива, G_T , кг/год											
Потужність двигуна, N_e , кВт											
Питома витрата палива, q_e , г/кВтгод.											

Таблиця 2.3

Показники роботи двигуна _____ на трьох
характерних режимах

Режим роботи двигуна	Показники	Значення показників	Одиниці вимірювання
N_e $= N_e^H$	Максимальна ефективна потужність N_e^H Крутний момент M_e^H Частота обертання n		кВт кН·м хв. ⁻¹

продовження табл. 2.3

	Годинна витрата палива G_T Питома витрата палива q_e		кг/год г/кВт·год
$N_e = 0$	Годинна витрата палива G_T Частота обертання n_x		кг/год хв. ⁻¹
$M_e = M_e^{max}$	Крутний момент M_e^{max} Частота обертання $n_{гр}$ Ефективна потужність N_e Годинна витрата палива G_T Питома витрата палива q_e		кН·м хв. ⁻¹ кВт кг/год г/кВт·год

Таблиця 2.4

Значення степені нерівномірності тягових опорів

Робота	Значення δ_R за умови, що до складу агрегату входить машин...					
	1	2	3	4	5	6
Вспахування легкого ґрунту	0,18	0,15	0,12	0,10	0,08	0,07
Вспахування важких ґрунтів	-	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16
Вспушування ґрунтів	0,25	0,20	0,16	0,12	0,10	
Скошування трав	0,15	0,12	0,10	-	-	-

Таблиця 2.5

Характеристики тракторів

Трактор	r_0 , м	h, м	m, кг	Передаточні числа (без редуктора)							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Т-25А	0,406	0,216	1885	63,6	50,3	43,4	34,2	27,3	18,2	-	-
Т-40АМ	0,483	0,262	3120	260,0	68,7	57,6	49,0	41,8	22,6	15,8	
ЮМЗ-6М	0,483	0,305	3500	62,0	52,31	42,37	25,1	19,0			
МТЗ-82	0,483	0,305	3780	241,9	142,0	83,5	68,0	57,4	49,0	39,9	33,7
Т-150К	0,305	0,392	8092	64,9	55,4	48,6 1	41,1	29,8	25,2	22,2	19,0
ДТ-75М	0,358	-	6460	44,6	39,8	35,8	32,2	29,0	26,0	21,0	
Т-150	0,382	-	7660	37,5	32,1	29,7	27,0	25,1	22,2	19,7	18,1
Т-4А	0,380	-	9010	68,9	59,2	51,1	45,9	37,6	32,2	27,9	25,0
К-700А	0,332	0,61	11600	170,4	143,0	116,0					

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Які параметри відносять до експлуатаційних?
2. Яким чином визначають коефіцієнт пристосованості частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження?
3. Яким чином визначають коефіцієнт зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження?
4. Як визначають запас крутного моменту двигуна в зоні перевантаження?
5. Яка умова повинна виконуватись щоб унеможливити зупинку двигуна?
6. Як визначається максимально допустима дотична сила на рушійних тракторах?
7. Як визначається номінальне значення дотичної сили на рушійних тракторах?
8. У яких межах слід приймати механічний ККД колісного трактора?
9. У яких межах слід приймати механічний ККД гусеничного трактора?
10. Як визначити теоретичну швидкість руху трактора?

Практична робота № 3

Тема. Аналіз рушійної сили машини

Мета роботи: Навчитися розраховувати рушійну силу та аналізувати зміну рушійної сили залежно від ґрунтових умов.

Короткі теоретичні відомості.

Однією з важливих величин, які входять у рівняння тягового балансу трактора за умови його роботи в складі агрегату, є рушійна сила $P_{дв}$, від величини якої залежать тягові можливості трактора

$$P_{кр} = P_{дв} - P_{\delta} - P_f - P_a. \quad (3.1)$$

Вплив рушійної сили на ґрунт викликає буксування рушіїв. Сила P_{δ} , яка витрачається на це, визначиться:

$$P_{\delta} = P_{дв} \delta, \quad (3.2)$$

де δ – коефіцієнт буксування.

У випадку **недостатнього зчеплення** рушійна сила обмежена зчіпними властивостями трактора і допустимим буксуванням δ_d .

За умови **достатнього зчеплення** рушійна сила дорівнює дотичній силі трактора.

Зміст роботи.

1. Отримати індивідуальне завдання з показниками трактора за пунктами 7, 8, 9 (табл. 3.1) та вибрати решту даних з довідникових таблиць, наведених у табл. 3.2, 3.3.

Таблиця 3.1

Приклад оформлення вихідних даних (на прикладі Т-25А)

Показники	Значення показників
1. Експлуатаційна вага трактора, G , кН	17,6
2. Номінальна ефективна потужність двигуна, N_e^H	18,4
3. Номінальна частота обертання колінчастого валу, n_H	30,0
4. Радіус кочення ведучого колеса, r_k	0,57
5. Механічний ККД трансмісії трактора, η_T	0,91
6. Передаточне число трансмісії трактора на передачах	
I	63,6
II	50,3
III	43,4
7. Коефіцієнт опору коченню f	
Гравійна дорога	0,02-0,025
Грунтова дорога суха	0,025-0,030
Після дощу	0,050-0,15
Пісок сухий	0,10-0,30
Мокрий	0,06-0,15
Стерня	0,06
Культивоване поле	0,16
Заліж	0,03

продовження табл. 3.1.

1	2
8. Коефіцієнт зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом μ під час роботи на:	
Гравійна дорога	0,5-0,7
Ґрунтова дорога суха	0,4-0,6
Після дощу	0,2-0,45
Пісок сухий	0,2-0,4
Мокрий	0,35-0,5
Стерня	0,7
Культивоване поле	0,5
Заліж	0,9
9. Ухил поверхні (підйом) i , %	2,0
10. Кількість ведучих мостів	1

Таблиця 3.2

Параметри тракторів

Марка трактора	G, кН	N_e^H	n_H	r_k
1	2	3	4	5
T-25A	17,6	18,4	30,0	0,57
T-10M	23,8	36,8	30,0	0,68
ЮМЗ-6Л	29,5	44,2	29,2	0,71
МТЗ-80	31,5	55,2	36,7	0,71
МТЗ-82	33,5	55,2	36,7	0,71
T-150K	75,3	121,4	35,0	0,60
K-701	125,0	198,7	31,7	0,72

продовження табл. 3.2.

1	2	3	4	5
T-70C	42,5	51,5	35,0	0,33
ДТ-75М	61,1	66,2	29,2	0,36
T-150	69,8	110,4	33,3	0,38
T-4A	79,6	95,7	28,3	0,38

$\eta_T = 0,91-0,92$ (колісний трактор); $0,86-0,88$ (гусеничний трактор).

Таблиця 3.3

Загальне передаточне число, розрахункова теоретична швидкість, номінальна сила тяги

Марка трактора	Передачі	$i_{\text{заг}}$	V_T , км/ГОД	$P_{\text{кр}}^H$
1	2	3	4	5
T-150	2	32,1	8,91	33,2
	3	29,7	9,63	30,3
	4	27,0	10,59	27,0
	5	25,1	11,39	24,7
	6	22,2	12,88	21,2
ДТ-75М	2	39,8	5,95	29,5
	3	35,8	6,61	26,0
	4	32,2	7,35	22,8
	5	29,0	8,16	20,0
	6	26,0	9,11	17,4
	7	21,0	11,27	13,0
T-4A	2	59,2	4,11	50,1
	3	51,1	4,76	50,1
	4	45,9	5,29	50,0
	5	37,6	6,46	39,8

продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5
	6	32,2	7,55	33,2
	7	27,9	8,71	27,9
	8	25,0	9,72	24,3
Т-70С	2	90,5	2,88	26,4
	3	56,4	4,63	26,4
	4	45,8	5,70	24,9
	5	38,7	6,74	20,5
	6	33,1	7,89	17,0
	7	25,9	9,70	13,2
	8	22,7	11,50	10,6
К-701	1	145,4	3,55	47,2
	2	121,3	4,25	47,2
	3	71,7	7,19	47,2
	4	64,7	7,97	47,2
	5	59,6	8,65	47,2
	6	53,7	9,61	47,2
	7	49,5	10,42	47,2
	8	44,5	11,59	47,2
Т-150К	1	59,4	8,93	44,4
	2	50,3	10,3	36,8
	3	44,3	11,44	31,78
	4	37,9	13,38	26,43
МТ3-80	2	142,0	4,15	12,1
	3	83,5	7,05	12,1
	4	68,0	8,66	12,1
	5	57,4	10,26	12,1
	6	49,0	12,02	12,1
	7	39,9	14,76	10,1
МТ3-82	2	142,0	4,15	13,2
	3	83,5	7,05	13,2

продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5
	4	68,0	8,66	13,2
	5	57,4	10,26	11,7
	6	49,0	12,02	9,1
	7	39,9	14,76	6,3
ЮМЗ-6М	4	90,3	5,19	12,3
	5	69,8	6,71	12,3
	1	62,0	7,56	12,3
	2	52,3	8,96	12,3
	3	42,7	10,97	10,9
Т-40М	2	68,7	6,71	10,5
	3	57,6	8,00	10,5
	4	49,0	8,41	10,5
	5	41,8	11,03	9,3
Т-25А	2	50,3	7,68	6,6
	3	43,4	8,90	5,5
	4	34,2	11,30	4,1
	5	27,3	14,31	3,0

2. Визначити рушійну силу залежно від ґрунтових умов (у якості прикладу скористаємось вихідними даними для Т-25А)

В умовах достатнього зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом рушійна сила агрегату $P_{дв}$ дорівнює дотичній силі P_k , а за умови недостатнього зчеплення сила $P_{дв}$ дорівнює максимальній силі зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом F_{max} . Тобто, за умови $P_k \leq F_{max}$ зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом достатнє і $P_{дв} = P_k$, а при $P_k \geq F_{max}$ за рушійну силу приймають $F_{max} = P_{дв}$.

У першому випадку дотична сила P_k може бути повністю використана на пересування трактора та його тягову роботу, тобто

$$P_{кр} = P_{дв} - (P_f + P_a) \quad (3.3)$$

у другому випадку – лише її частина, що дорівнює силі F_{max} , тобто

$$P_k = F_{max} - (P_f + P_a) \quad (3.4)$$

2.1. Визначити дотичну силу тяги трактора на заданих передачах (формула (3.7), тема 3 лекційного матеріалу)

$$P_k = 0,159 \frac{N_e^H i_T \eta_M}{r_k n_H}, \quad (3.5)$$

Дані для розрахунку приймають з табл. 3.1. У ході розрахунків отримано три значення P_k на заданих передачах, які різняться між собою за величиною різних значень передаточних відношень по передачах.

Отримані значення заносимо в таблицю 3.4. Так як величина P_k практично не залежить від ґрунтових умов (незначна зміна радіуса кочення), то її значення на кожній передачі у різних ґрунтових умовах буде однаковим.

2.2. Визначення максимальної сили зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом

Максимальна сила зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом F_{max} визначається $F_{max} = \lambda G \mu$ (формула (3.9), тема 3 лекційного матеріалу), де λ – доля ваги трактора, яка припадає на рушій; для гусеничних

тракторів і колісних тракторів з двома ведучими вісями $\lambda = 1$, для колісних тракторів з однією ведучою віссю $\lambda \approx 0,67$ [2].

Отримані значення F_{max} заносимо в таблицю 3.4.

Значення рушійної сили агрегату $P_{дв}$ знаходяться з порівняння відповідних числових значень сил P_k та F_{max} (по передачах та з урахуванням ґрунтових умов) і дорівнюють меншому з них.

Наприклад. Трактор працює на I передачі на залежу $P_k = 9,9$ кН, а $F_{max} = 10,61$ кН. Так як $P_k < F_{max}$ – зчеплення достатнє і рушійною силою буде $P_k = 9,9$ кН.

Таблиця 3.4
Визначення рушійної сили агрегату

Ґрунтові умови	P_k по передачах, кН			F_{max} , кН	$P_{дв}$ по передачах, кН		
	1	2	3		1	2	3
залеж	9,	7,8	6,7	10,6	9,9	7,8	6,7
	9	3	6				
стерня	9,	7,8	6,7	8,25	8,2	7,8	6,7
	9	3	6				
Культивоване поле	9,	7,8	6,7	5,9	5,9	5,9	5,9
	9	3	6				

Аналогічна картина при роботі трактора на залежу на II та III передачах, де рушійною силою агрегату буде P_k ($P_k < F_{max}$).

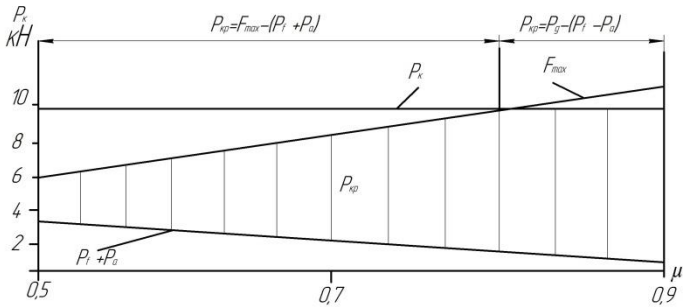
За умови роботи на стерні на I передачі величина рушійної сили буде дорівнювати F_{max} ($F_{max} < P_k$), а на II та III передачах рушійною силою буде P_k . За умови роботи на культивованому полі на всіх передачах $F_{max} < P_k$, тому рушійна сила агрегату становить F_{max} .

2.3. Побудова графіків залежності рушійної сили агрегату від ґрунтових умов

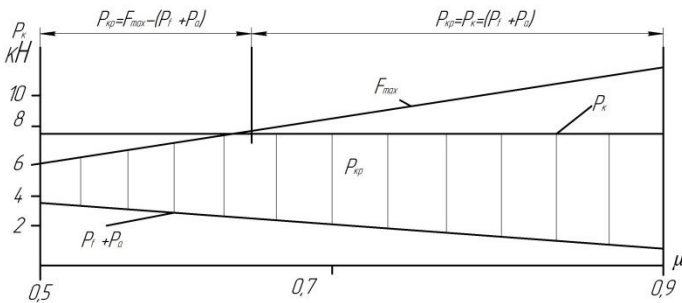
У якості прикладу на рис. 3.1 подано графік залежності рушійної сили від ґрунтових умов на I, II, III передачах.

Графіки будуються по кожній з заданих передач на основі даних таблиці 3.4. Під час побудови графіків по осі абсцис наноситься рівномірна шкала значень μ , по осі ординат – отримані значення $P_{дв}$ і F_{max} .

Передача перша



Передача друга



Передача третя

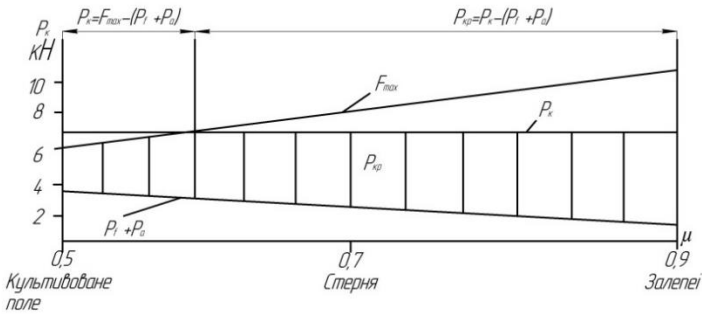


Рис. 3.1 Залежність рушійної сили від ґрунтових умов

3. З побудованого графіка зробити висновки.
4. Оформити звіт.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Яку силу називають рушійною?
2. Поясніть схему сил, які діють на ведуче колесо.
3. Запишіть умову достатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом.
4. Запишіть умову не достатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом
5. Запишіть залежність для визначення дотичної сили.
6. Як визначають крутний момент, прикладений до колеса?
7. Навести та пояснити схему утворення рушійної сили за умови недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом.
8. Як визначається максимальна сила зчеплення рушія трактора з ґрунтом?
9. Запишіть рівняння тягового балансу.
10. Як визначають складові тягового балансу?

Практична робота № 4

Тема. Побудова потенційної тягової характеристики

Мета роботи: Навчитися будувати та аналізувати потенціальну тягову характеристику трактора.

Короткі теоретичні відомості.

Лінія, що огинає максимальні значення тягової потужності на всіх передачах (на рис. 4.1 пунктирна лінія), називається **потенційною тяговою характеристикою трактора**. Вона характеризує умовні значення максимальної тягової потужності, які мали б місце при безступінчастій трансмісії. Найбільш раціональною є така потенційна характеристика, максимум якої знаходиться в межах наявних передач. В цьому випадку більш низькі передачі є резервними і працювати на них слід при тимчасовому підвищенні опору або по агротехнічним вимогам. Більш високі передачі використовують переважно для транспортних цілей і у випадках, коли на основних передачах неможливо завантажити трактор наявними сільськогосподарськими машинами [7, 10]..

Таким чином, по тяговим характеристикам можна визначити основні експлуатаційні показники тракторів, а також оптимальні по тяговому ККД і допустимі за буксуванням швидкісні і навантажувальні режими роботи. Тягові характеристики тракторів широко використовують при експлуатаційних розрахунках по комплектуванню МТА і визначенню техніко-економічних показників.

Тягові властивості тракторів мають визначальне значення при формуванні та використанні МТА. За останні роки промисловість поповнилася новими закордонними

сучасними тракторами, які не пройшли тягових випробувань на машиновипробувальних станціях України. У зв'язку з цим виникла необхідність теоретичної розробки тягових характеристик тракторів, заснованої на широко відомій технічній інформації.

Для розробки потенційних тягових характеристик досить мати наступні дані: ефективну потужність двигуна N_e^H ; експлуатаційну вагу трактора G ; механічний ККД трансмісії η_m ; допустиме буксування рушіїв δ_d ; коефіцієнти зчеплення рушія трактора з ґрунтом μ і опору коченню f , ухил поля i , робочий діапазон швидкостей руху трактора ($V_{min}^p \dots V_{max}^p$).

Зміст роботи.

1. Вихідні дані:

Трактор МТЗ-920

Ґрунтові умови – стерня.

Ухил поверхні, по якій пересувається трактор i , % - 0.

Номинальна ефективна потужність двигуна трактора $N_e^H=56,9$ кВт.

Експлуатаційна вага трактора $G=41$ кН.

Механічний ККД трансмісії трактора $\eta_m=0,915$.

Доля експлуатаційної ваги трактора, яка припадає на рушій $\lambda \approx 0,67$ (колісна формула 4К2).

Коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом $\mu = 0,85$

Коефіцієнт опору коченню трактора $f = 0,07$

Допустимий коефіцієнт буксування рушія трактора $\delta_d = 0,18$.

Інтервал робочих швидкостей $V_{min}^p \dots V_{max}^p = 1 \dots 20$ км/год.

Для виконання практичної роботи вихідні дані вибрати з

табл. 4.3.

2. Виконати розрахунок параметрів потенціальної тягової характеристики

2.1. Визначаємо швидкість трактора V_μ , при якій досягається максимальне тягове зусилля

$$V_\mu = 3,6 \frac{N_e^H \cdot \eta_M}{G \lambda_\mu} \quad (4.1)$$

$$V_\mu = 3,6 \frac{56,9 \cdot 0,915}{41 \cdot 1 \cdot 0,85} = 5,38 \text{ км/год.}$$

2.2. Визначаємо зміну тягової потужності $N_{кр}^\mu$ в інтервалі швидкостей $V_{min}^p \dots V_\mu$ (зона недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом).

Так як залежність $N_{кр}^\mu = \frac{GV[\lambda_\mu(1-\delta_d) - (f \pm \frac{i}{100})]}{3,6}$ прямолінійна, то достатньо розрахувати значення $N_{кр}^\mu$ за умови мінімальної швидкості V_{min}^p та при V_μ .

$$N_{кр 1}^\mu = \frac{41 \cdot 1}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 7,4 \text{ кВт.}$$

$$N_{кр 5,38}^\mu = \frac{41 \cdot 5,38}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 40,0 \text{ кВт.}$$

2.3. Визначаємо максимально можливе тягове зусилля трактора $P_{кр}^{max}$.

В усьому діапазоні швидкостей від V_{min}^p до V_μ тягове зусилля буде постійним та розраховується за формулою

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda_\mu(1 - \delta_d) - (f \pm \frac{i}{100})]. \quad (4.2)$$

$$P_{кр}^{max} = 41[1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 26,8. \text{ кН.}$$

За величиною максимального тягового зусилля $P_{кр}^{max}$ на стерневому полі визначають тяговий клас трактора [4].

Таблиця 4.1

Тягові класи тракторів у діапазоні номінальних тягових зусиль

Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля	Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля
0,2	1,8...5,4	3	27,1...36,0
0,6	5,5...8,1	4	36,1...45,0
0,9	8,2...12,6	5	45,1...54,0
1,4	12,7...18,0	6	54,1...72,0
2,0	18,1...27,0	8	72,1...108,0

Максимальна тягова потужність $N_{кр}^{max}$ досягається за умови оптимальної швидкості $V_{опт}$, коли сума втрат потужності на буксування рушії N_{δ} та самопересування трактора N_{fa} мінімальна, т.т.

$$N_e^H \eta_m \delta_{опт} + \frac{GV_{опт}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min,$$

де $\delta_{опт}$ – коефіцієнт буксування рушії трактора при $V_{опт}$.

2.4. Визначаємо коефіцієнт буксування $\delta_{опт}$ з достатньою ступеню точності визначається співвідношенням:

$$\delta_{опт} = \frac{V_{\mu}}{V_{опт}} \delta_d. \quad (4.3)$$

У зв'язку з цим попередній вираз можна записати:

$$N_e^H \eta_M \frac{V_\mu}{V_{\text{опт}}} \delta_d + \frac{GV_{\text{опт}}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min$$

З цього виразу, знайшовши першу похідну та провівши перетворення, отримаємо розрахункове значення $V_{\text{опт}}^p$

$$V_{\text{опт}}^p = \sqrt{\frac{3,6 N_e^H \eta_M V_\mu \delta_d}{G(f \pm i/100)}}. \quad (4.4)$$

$$V_{\text{опт}}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot 5,38 \cdot 0,15}{41 \cdot 0,07}} = 7,3 \text{ км/ГОД.}$$

Так як $V_{\text{опт}}^p > V_\mu$, то $V_{\text{опт}} = V_{\text{опт}}^p = 7,3 \text{ км/ГОД.}$

Коефіцієнт буксування за умови оптимальної швидкості:

$$\delta_{\text{опт}} = \frac{5,38}{7,30} 0,15 = 0,11.$$

2.5. Визначаємо оптимальне тягове зусилля

$$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = \frac{3,6 \cdot N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}})}{V_{\text{опт}}} - G(f \pm i/100) \quad (4.5)$$

$$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = \frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot (1 - 0,11)}{7,3} - 41 \cdot 0,07 = 20,1 \text{ кН.}$$

2.6. Визначаємо тягову потужність $N_{\text{кр}}^{\text{max}}$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_d) - \frac{GV_{\text{опт}}(f \pm i/100)}{3,6} \quad (4.6)$$

$$N_{кр}^{max} = 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11) - \frac{41 \cdot 7,3 \cdot 0,07}{3,6} = 40,5 \text{ кВт.}$$

2.7. Інші значення коефіцієнтів буксування δ , тягової потужності трактора $N_{кр}^H$, тягового зусилля трактора $P_{кр}^H$ в робочому інтервалі швидкостей визначаємо за формулами:

$$N_{крі}^H = N_e^H \eta_M (1 - \delta_i) - \frac{G V_i (f \pm i/100)}{3,6} \quad (4.7)$$

$$P_{крі}^H = \frac{3,6 \cdot N_e^H \eta_M (1 - \delta_i)}{V_i} - G (f \pm i/100) \quad (4.8)$$

$$\delta_i = \frac{V_\mu}{V_i} \quad (4.9)$$

Результати розрахунків подаємо у вигляді таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Результати розрахунків							
Параметри	$V_\mu = 5,38 \text{ км/год.}; V_{опт} = 7,3 \text{ км/год.};$ $P_{кр}^{max} = 26,8 \text{ кН}; \delta_{опт} = 0,11; P_{кр}^{опт} =$ $20,1 \text{ кН}; N_{кр}^{max} = 40,5 \text{ кВт}$						
$V, \text{ км/год.}$	1,1	5,38	8,0	10,0	13,0	16,0	20,0
δ	0,15	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
$N_{кр}^H, \text{ кВт}$	7,4	40,0	40,4	39,9	38,5	36,7	34,0
$P_{кр}^H, \text{ кН}$	26,8	26,8	18,2	14,4	10,7	8,3	6,1

2.8. Будуємо потенціальну тягову характеристику трактора
На рис. 4.1 подано потенціальну тягову характеристику

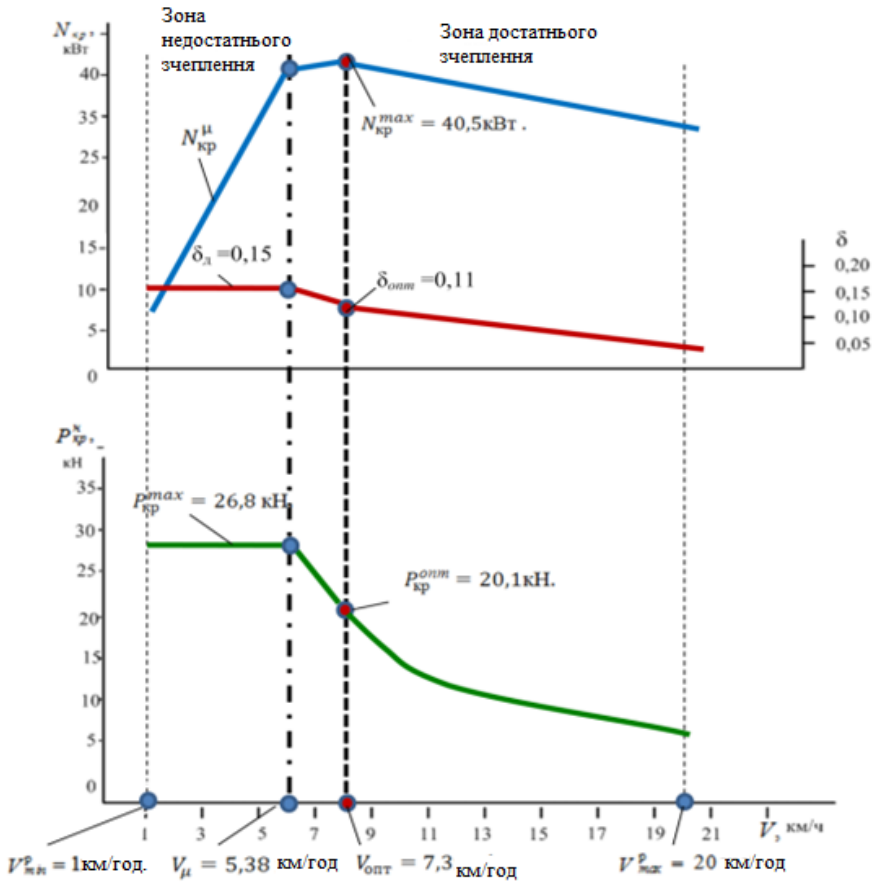


Рис. 4.1 Загальний вид потенціальної тягової характеристики трактора МТЗ-920

2.9. Виконаємо аналіз тягових характеристик трактора МТЗ-920

Під час роботи трактора МТЗ-920 швидкість $V_{\mu} = 5,38$ км/год. є границею між зонами достатнього та недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом. В інтервалі

швидкостей від 1,0 до 5,38 км/год. (зона недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом) тягові властивості обмежені зчіпними властивостями трактора. Величина тягового зусилля трактора в цьому інтервалі швидкостей стала та є максимальною ($P_{кр}^{max} = 26,8$ кН). $N_{кр}^{max} = 40,5$ кВт.

Як видно з графіка (рис. 4.1), максимальна тягова потужність ($N_{кр}^{max} = 40,5$ кВт.) досягається при оптимальній швидкості ($V_{опт} = 7,3$ км/год.). За таких умов буде досягатись максимальний (умовний) ККД трактора

$$\eta_{т.у.} = \frac{N_{кр}^{max}}{N_e^H} = \frac{40,5}{56,9} = 0,71.$$

У зоні швидкостей вище 5,38 км/год (зона достатнього зчеплення рушія з ґрунтом) за графіком можна визначити значення номінальної тягової потужності $N_{кр}^H$, номінального тягового зусилля $P_{кр}^H$ та коефіцієнту буксування δ для будь-якої швидкості в діапазоні, який розглядається. За умови ступінчатої коробки передач значення цих параметрів визначаються на швидкостях, які відповідають кожній передачі трактора.

3. Оформити звіт.

Вихідні дані

Таблиця 4.3

Вихідні дані для виконання практичної роботи

№	Марка трактора	G, кН	N_e^H	f	μ
1	2	3	4	5	6
1	Т-25А	17,6	18,4	0,02	0,5
2	Т-10М	23,8	36,8	0,025	0,5
3	ЮМЗ-6Л	29,5	44,2	0,03	0,9

продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5	6
4	MT3-80	31,5	55,2	0,16	0,9
5	MT3-82	33,5	55,2	0,10	0,35
6	T-150K	75,3	121,4	0,050	0,2
7	K-701	125,0	198,7	0,10	0,5
8	T-70C	42,5	51,5	0,05	0,4
9	ДТ-75М	61,1	66,2	0,06	0,7
10	T-150	69,8	110,4	0,13	0,35
11	T-4A	79,6	95,7	0,06	0,5
12	New Holland N-7500	104	63,9	0,05	0,4
13	Challenger WT-500	107,5	75,0	0,06	0,7
14	Agrotrac 125	92,4	49,4	0,13	0,35
15	MT3 2022	156	55	0,025	0,5
16	K-3140ATM	103	61	0,05	0,4
17	New Holland N-7030	121	66	0,06	0,7
18	John Deere 9030	390	255	0,13	0,35
19	Claas Axion 850	171	120	0,06	0,5
20	Claas Atles 946	202	120	0,025	0,5

Решту даних прийняти згідно рекомендацій:

Допустима величина буксування приймаємо:

- для колісних тракторів типу 4К2 $\delta_d = 0,16...0,18$;
4К4 $\delta = 0,13...0,15$;

- для гусеничних тракторів $\delta_d = 0,03...0,05$.

Механічний ККД:

- для колісних тракторів становитиме 0,92-0,91;
- для гусеничних — 0,88-0,86.

Доля ваги трактора, яка припадає на рушій λ : для гусеничних тракторів і колісних тракторів з двома ведучими вісями $\lambda = 1$, для колісних тракторів з однією ведучою віссю $\lambda \approx 0,67$.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дайте визначення потенціальної тягової характеристики.
2. Яку потенціальну тягову характеристику рахують раціональною?
3. Які дані потрібно мати для побудови потенціальної тягової характеристики?
4. За якою залежністю визначають максимальне тягове зусилля трактора?
5. За якою залежністю визначають швидкість трактора за якої досягається максимальне тягове зусилля?
6. За яким параметром визначають тяговий клас трактора?
7. За якою залежністю визначають коефіцієнт буксування?
8. За якою залежністю визначають оптимальне значення швидкості трактора?
9. За якою залежністю визначають максимальне значення тягової потужності?
10. Які параметри можна визначити за потенціальною тяговою характеристикою?

Практична робота № 5

Тема. Побудова тягово-швидкісних характеристик

Завдання №1: Розрахунок швидкостей руху гусеничного трактора

Мета роботи: Вивчення принципів вибору основних швидкостей та передаточних чисел трансмісії промислового трактора, який агрегується з різними дорожньо-будівельними машинами. Вплив характеру виконуваних робіт на вибір діапазону передач гусеничного трактора.

Короткі теоретичні відомості.

Передаточні числа у трансмісії трактора
Для гусеничного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_{\text{к}} n_{\text{H}}}{60V_1}, \quad (5.1)$$

де $t_{\text{лан}}$ - крок ланки гусеничного ланцюга;
 $Z_{\text{к}}$ - число ланок гусеничного ланцюга, які укладаються на коло ведучої зірочки;

Для колісного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_{\text{H}}}{60V_1}, \quad (5.2)$$

де n_{H} – оберти валу двигуна за номінальної потужності, хв.⁻¹;
 V_1 – швидкість руху на першій робочій передачі, м/с.

Швидкості руху трактора поділяють на три групи: особливо низькі, основні робочі, транспортні.

Максимальна транспортна швидкість (V_{max}) визначається не лише можливостями моторно – трансмісійного устаткування, а й типом підвіски (жорстка або еластична).

Для колісних тракторів величину транспортної швидкості вибирають з умови руху у загальному потоку машин:

$V_{max} = 40 \dots 50 \frac{\text{км}}{\text{год}}$. У гусеничного трактора величина

максимальної швидкості визначається типом підвіски:

- для тракторів з жорсткою підвіскою (трубоукладач, екскаватор, навантажувач) $V_{max} = 4 \dots 5 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;

- для тракторів з напівжорсткою підвіскою (бульдозерні та впусуючі агрегати) $V_{max} = 8 \dots 10 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;

- для тракторів з еластичною підвіскою (сільськогосподарські, лісові, важкі промислові модифікації) $V_{max} = 15 \dots 25 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

Дійсна швидкість руху трактора на першій основній передачі може бути реалізована залежно від типу трактора, його рушія і з урахуванням тенденцій розвитку конструкцій тракторів:

- для гусеничних тракторів 1,7...1,9 м/с;
- для ходової системи 4К2 2,2...2,4 м/с;
- для ходової системи 4К4 2,0...2,4 м/с.

Вибрану дійсну швидкість порівнюємо з відповідною швидкістю трактора-прототипу.

5.1.3. Передаточні числа трансмісії визначають за залежностями:

$$i_{\text{тр}2} = i_{\text{тр}1} q_1; i_{\text{тр}3} = i_{\text{тр}2} q_2; \text{ та т.п.}$$

Згідно закону геометричної прогресії, визначимо знаменник геометричної прогресії q :

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{V_1}{V_n}}, \quad (5.3)$$

де n – число робочих передач;

V_1 – швидкість на першій передачі, м/с;

V_n – швидкість на останній передачі, м/с.

Для більшості гусеничних тракторів швидкість на останній робочій передачі 3,3 м/с, для колісних – 4,2 м/с.

Зміст роботи.

1. Побудова діаграми геометричного ряду передач гусеничного трактора

Для забезпечення оптимального завантаження двигуна базового трактора за умови зміни передачі i , як наслідок, швидкості руху будується променева діаграма передає (рис. 5.1).

Для побудови діаграми по осі ординат потрібно відкласти у прийнятому масштабі M_e^{max} – максимальний, M_e^H – номінальний, M_e^{min} – мінімальний крутні моменти двигуна. У сучасних двигунів значення M_e^{min} відповідає, як правило, максимальному значенню потужності.

M_e^H знаходиться з наступного співвідношення. Так як пристосованість двигуна до роботи в умовах змінних навантажень характеризується коефіцієнтами пристосованості двигуна за крутним моментом

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}. \quad (5.4)$$

Пристосованість двигуна за кутовою швидкістю

$$K_\omega = \frac{\omega_e^{max}}{\omega_e^H}, \quad (5.5)$$

де ω_e^{max} – кутова швидкість колінчастого валу двигуна при M_e^{max} ; ω_e^H – кутова швидкість колінчастого валу двигуна при M_e^H .

Кутова швидкість визначається:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ c}^{-1}, \quad (5.6)$$

де n – число обертів, хв.⁻¹.

За трьома точками будуємо залежність $M_e = f(\omega)$.
Через отримані точки проводимо прямі паралельно осі абсцис. Промінь першої передачі перетинає горизонталь M_e^H у точці a , абсциса якої дорівнює:

$$P_{k1} = m_e g \varphi, \quad (5.7)$$

де P_{k1} – дотична сила тяги на першій передачі;
 m_e – експлуатаційна маса машини;
 φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги(0,8-0,9);
 g – прискорення вільного падіння.

Точка b^1 і дотична сила тяги на другій передачі P_{k2} , яка відповідає даній точці перетину прямої першої передачі з горизонталлю M_e^{min} , є точкою переходу на другу передачу. Для переходу на другу передачу потрібно підвищити крутний момент двигуна до значення M_e^H . Аналогічно визначаємо точки для наступних передач.

З діаграми бачимо, що інтервали сил тяги, що охоплюються різними передачами, неоднакові. Найбільший інтервал відповідає першій передачі.

Для остаточної побудови діаграми введемо поняття опору переміщення машини P_f , який визначається:

$$P_f = m_e g f \quad (5.8)$$

де f – коефіцієнт опору переміщенню машини (0,06...0,1).

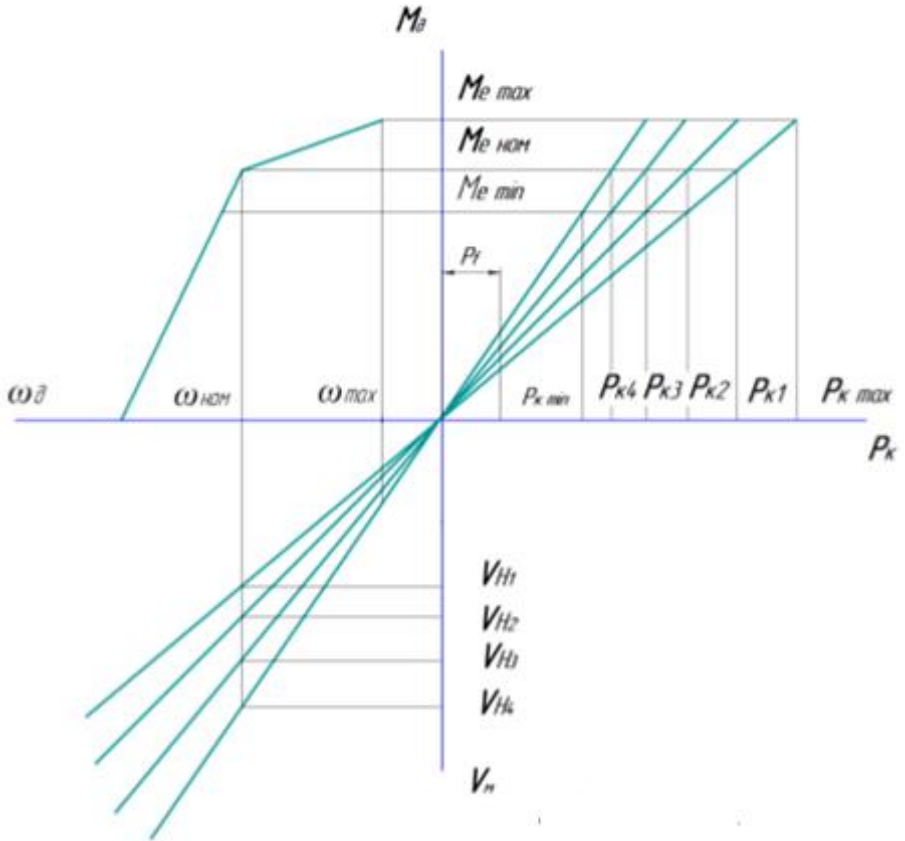


Рис. 5.1 Діаграма геометричного ряду передач гусеничного трактора

2. Кінематичний розрахунок трансмісії гусеничного трактора

З діаграми видно, що при геометричному ряді передач інтервали дотичної сили тяги P_k , які охоплюють різні передачі, є неоднаковими. Найбільший інтервал на нижчій передачі. Він рівний:

$$P_{k1} = \frac{M_e^H \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_{\text{тр}1}}{r_{\text{лан}}}, \quad (5.9)$$

де P_{k1} – дотична сила тяги на першій передачі;
 $i_{\text{тр}1}$ – передаточне число трансмісії трактора на першій передачі;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії трактора;

$r_{\text{лан}}$ – динамічний радіус ведучої зірочки

$$r_{\text{лан}} = \frac{l_r \cdot z_{\text{зір}}}{2\pi}, \quad (5.10)$$

де $l_r, z_{\text{зір}}$ – крок гусеничного ланцюга трактора та число ланок ланцюга гусениці, які укладаються за один оберт ведучої зірочки, для машини, що проектується, підбирається за прототипом.

Таблиця 5.1

Параметри для розрахунку			
№ варіанту	Трактор	l_r , м	$z_{\text{зір}}$
1	2	3	4
1	MT3	0,2286	14
2	D13	0,203	13
3	T9	0,1905	13,5
4	T11	0,203	13
5	T15	0,2159	13
6	T20	0,2286	13
7	T25	0,25	14

продовження таблиці 5.1

1	2	3	4
8	T35	0,25	14
9	T40	0,28	14
10	SD08	0,17	12
11	SD11	0,17	13
12	SD13	0,203	13
13	SD16	0,203	13
14	SD22	0,203	13
15	SD32	0,203	14
16	SD42	0,218	13,5
17	SD39	0,17	13
18	SD63	0,201	14
19	SD65	0,203	13
20	SD85	0,21	13

Граничні точки можна описати наступними рівняннями:

$$M_e^H = \frac{P_{к2} r_{лан}}{i_{тр2} \eta_{тр}}; \quad M_e^H = \frac{P_{к3} r_{лан}}{i_{тр3} \eta_{тр}}; \quad M_e^{\min |} = \frac{P_{к2} r_{лан}}{i_{тр1} \eta_{тр}};$$

$$M_e^{\min ||} = \frac{P_{к3} r_{лан}}{i_{тр2} \eta_{тр}},$$

де $M_e^{\min |}$, $M_e^{\min ||}$ мінімальні значення крутного моменту двигуна у граничних точках.

$\frac{M_e^{\min |}}{M_e^H} = \frac{i_{тр2}}{i_{тр1}} = \gamma$; $\frac{M_e^{\min ||}}{M_e^H} = \frac{i_{тр3}}{i_{тр2}} = \gamma$, де γ – мінімально допустимий коефіцієнт завантаження двигуна.

На всіх передачах коефіцієнт завантаження двигуна має однакове мінімальне значення

$$\gamma_e^{min} = \frac{M_e^{min}}{M_e^H}. \quad (5.11)$$

Кінематичне передаточне число трансмісії на першій, нижчій, передачі $i_{тр1}$, визначається з умов забезпечення номінального тягового зусилля за наступною залежністю:

$$i_{тр1} = \frac{(P_H + f m_e g) r_{лан}}{M_e^H \eta_{тр}}, \quad (5.12)$$

де P_H – номінальне тягове зусилля ($P_H = \varphi G$, для спрощення розрахунків $\varphi = 1,0$), $\eta_{тр} = 0,85 \dots 0,88$.

Рівняння ряди швидкостей має наступний вигляд:

$$V_{H n-1} / V_{H n} = \dots = V_{H1} / V_{H2} = \gamma_e^{min}. \quad (5.13)$$

Для розв'язку наведених рівнянь потрібно знати характеристики гусеничних тракторів, які наведено в табл. 5.1 та 5.3.

Отримані результати кінематичного розрахунку зводимо в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Результати кінематичного розрахунку

Машин а	V_{H1}	V_{H2}	V_{H3}	V_{H4}	$i_{тр1}$	$i_{тр2}$	$i_{тр3}$	$i_{тр4}$	$P_{к1}$

Таблиця 5.3

Вихідні дані

№ вар.	Трактор	N_{max} кВт	n , хв. ⁻¹ (N_{max})	M_{max} Нм	n , хв. ⁻¹ (M_{max})	V_{H1} км/го д.	γ_e^{min}	K_M	K_ω	G, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	MT3	220	1500	807	1400	3	0,57	1,11	0,7	17000
2	D13	130	1900	674	1300	3,2	0,59	1,05	0,704	14000
3	T9	110	1800	736	1400	3,8	0,63	1,149	0,73	17345
4	T11	120	1850	716	1400	3,2	0,58	1,149	0,714	16500
5	T15	127	2000	716	1400	3,7	0,68	1,05	0,704	17500
6	T20	228	2100	1247	1200	3,9	0,68	1,11	0,699	33090
7	T25	298	1800	2230	1300	4,1	0,66	1,15	0,746	48100
8	T35	382	1900	2685	1900	4,4	0,67	1,145	0,729	60780
9	T40	435	2100	3650	1500	4,2	0,67	1,139	0,715	65140
10	SD08	59	2350	456	1400	2,53	0,6	1,12	0,746	7651
11	SD11	78	2350	528	1350	2,4	0,61	1,1	0,704	10570
12	SD13	95,5	1900	674	1300	3,2	0,59	1,15	0,709	14000
13	SD16	120	1850	764	1300	3,29	0,58	1,149	0,714	17000

продовження табл. 5.3

14	SD22	162	1800	1030	1250	3,6	0,66	1,121	0,729	23450
15	SD32	235	2000	1440	1400	3,6	0,66	1,12	0,763	37200
16	SD42	310	2000	1900	1400	3,7	0,67	1,35	0,705	49000
17	D39	107	2200	514	1350	3,4	0,58	1,1	0,724	9040
18	D63	127	1800	720	1400	3,4	0,61	1,05	0,715	18500
19	D65	155	1950	950	1300	3,6	0,63	1,31	0,71	19510
20	D85	179	1900	1300	1275	3,6	0,61	1,15	0,732	27550

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. На якому етапі життєвого циклу трактора проводять кінематичний розрахунок?
2. Кінематичний розрахунок: вихідні дані цілі і завдання.
3. Порядок побудови діаграми геометричного ряду передач трактора.
4. 5. Які існують види передач промислових тракторів?
6. Визначення діапазону швидкостей промислового трактора.
7. Визначення передавальних чисел трансмісії промислового трактора.
8. Кінематичний розрахунок трансмісії.
9. Які показники промислового трактора залежать від його ваги і потужності?
10. Чим характеризується пристосовність двигуна до роботи в умовах змінних навантажень?

Завдання № 2. Побудова теоретичної тягової характеристики

Мета роботи: вивчення та отримання уявлення про тягові та паливно-економічні характеристики гусеничного трактора.

Короткі відомості з теорії.

Тягову характеристику можна отримати експериментальним шляхом або розрахунковим способом. Тягову характеристику, побудовану за розрахунковими даними, називають теоретичною. Тягову характеристику, як експериментальну так і розрахункову будують у функції сили тяги при сталому режимі роботи на горизонтальній ділянці. Теоретична тягова характеристика (ТХ) розраховується на різних передачах і відображає зміну наступних параметрів в залежності від сили тяги:

- а. буксування рушія;
- в. дійсна швидкість трактора;
- с. тягова потужність;
- д. питома витрата палива;
- е. тяговий ККД.

Для реального уявлення про тягових і паливно-економічних показниках трактора ТХ будується на основних ґрунтових фонах, на яких працюють дорожньо-будівельні машини, створені на базі промислового трактора.

Зміст роботи.

1. Побудова швидкісної зовнішньої характеристики двигуна.

При побудові ТХ використовується зовнішня характеристика двигуна. На осі абсцис вибирається кілька точок в робочому діапазоні, обов'язково вибираються точки при номінальному моменті M_e^H і максимальному M_e^{max} .

ТХ складається з верхньої, в якій будують ТХ, і нижньої частин, де розміщуються параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна.

На осі абсцис ТХ (верхньої частини графіка) від початку координат «0» (рис. 5.2) відкладають в обраному масштабі значення сили тяги на гаку $P_{кр}$.

Початок координат «0'» нижньої частини графіка зміщується вліво в залежності від прийнятих ґрунтових умов.

За умови сталості коефіцієнта f - опору коченню машини $P_f + P_{кр} = P_k$, кН- дотична сила тяги

Значення η_M - механічний ККД трансмісії буде незалежним і постійним і відповідати ККД трансмісії при завантаженні двигуна на номінальній потужності.

При $\eta_M = \text{const}$ для тракторів з механічною трансмісією ($\eta_M = 0.85 \div 0.88$.) Дотична сила тяги пропорційна крутному моменту на двигуні

$$P_K = \frac{M_e \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_3} \quad (5.14)$$

Примітка: $i_{тр}$, r_3 – вибрати з попереднього завдання «Розрахунок швидкостей руху гусеничного трактора».

Величини P_K на осі абсцис відповідають значенням крутного моменту двигуна. Відрізки, які відображують значення дотичної сили тяги на різних передачах при номінальному M_e^H і максимальному M_e^{max} крутному моментах, переносяться по допоміжним прямим вниз.

У нижній частині графіка будуюмо наступні залежності:

- кутової швидкості ω_d (значення кутової швидкості при M_e^H і при M_e^{max} отримані в попередній роботі), значення величини кутової швидкості холостого ходу двигуна за залежністю:

$$\omega_{xx} = (1 + \lambda_p)\omega_d^H, \quad (5.15)$$

де λ_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора ($\lambda_p = 0,07 \dots 0,08$);

ω_d^H – кутова швидкість двигуна за умови, що момент на валу є номінальним.

- потужності N_e

$$N_e = \frac{M_e \omega_d}{1000}, \text{ кВт} \quad (5.16)$$

- годинної витрати палива G_T двигуна визначається за наступними залежностями:

$G_{TM} = (0,7 \dots 0,8)G_T$, кг/год. (за умови максимального моменту)

$G_{Txx} = (0,25 \dots 0,3)G_T$, кг/год. (за умови холостого ходу)

Одноїменні криві мають спільний початок координат. Центр кривих N_e знаходиться у початку координат O^I , центр для кривих ω_d розташовується на осі ординат в точці холостого ходу ω_{xx} , криві G_T годинної витрати палива беруть початок в точці G_{Txx} при холостому ході двигуна та закінчуються при значеннях крутного моменту двигуна M_d^{max} .

2. Побудова тягової характеристики машини

2.1. Визначення сили опору коченню

$$P_f = f G_e, \text{кН} \quad (5.17)$$

де f – коефіцієнт опору коченню на певному ґрунтовому фоні (табл. 3.1)

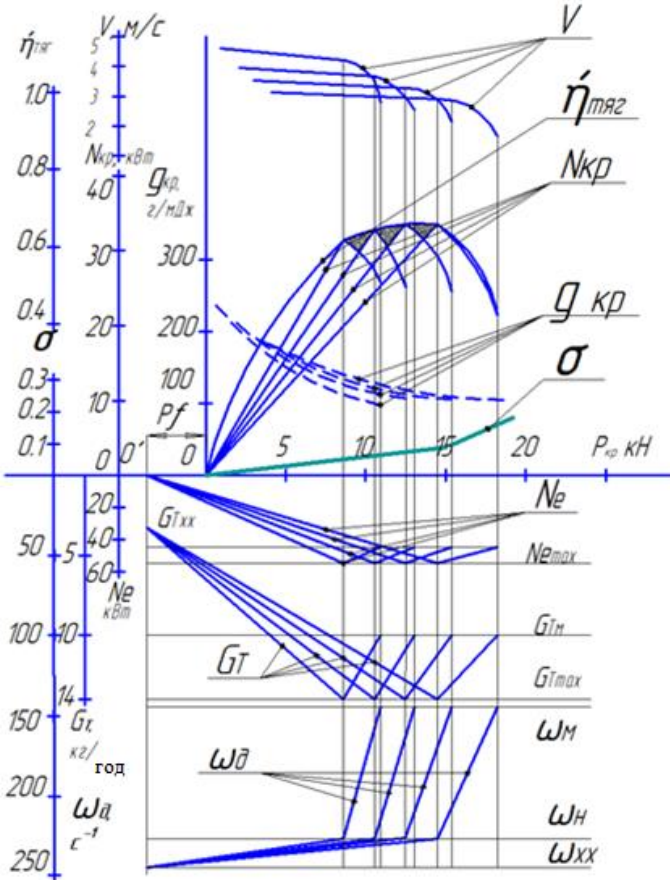


Рис. 5.2 Теоретична тягова характеристика
2.2. Побудова кривої буксування

У верхній половині графіка будується крива буксування $\delta = f(P_{кр})$. Крива буксування будується за аналогією з експериментальними кривими, які отримані під час тягових випробовувань такого ж типу машин.

Буксування машин залежить від типу двигуна, ґрунтового фону та експлуатаційної маси машини. Для її знаходження використовують усереднені графіки від коефіцієнту зчеплення т.т. залежностей буксування $\delta = f(\varphi)$.

Для визначення дійсної швидкості будують криву буксування в залежності від тягового зусилля, для цього можна скористатись одним з наведених варіантів:

а) за відносною силою тяги згідно наведеної таблиці 5.4.

Талиця 5.4

Залежність буксування від відносної сили тяги

p		0..0,3	0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	1.0
δ	для коліс	0,21	0,084	0,136	0,152	0,180	0,270	0,46	-
	для гусе-ниць	0,03	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24	0,57

В таблиці p - відносна сила тяги, що визначається за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \lambda G}, \quad (5.18)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення; λ - коефіцієнт навантаження ведучих частин машини, який приймається: для колісних

машин типу 4×4 $\lambda = 0,9 \dots 1$; $P_{кр} = P_k - P_f$ - зусилля на гаку машини; G - вага машини.

б) за розрахунковою формулою

$$\delta = A \frac{P_h}{R} + B \left(\frac{P_h}{R} \right)^m, \quad (5.19)$$

де P_k - колова сила тяги, для якої визначається величина буксування; R - нормальна реакція поверхні на колісний рушій; $A = 0,11 \dots 0,13$ - емпіричний коефіцієнт; $m = 5 \dots 6$.

Коефіцієнт B визначається в залежності від коефіцієнта зчеплення за формулою:

$$B = \frac{1 - A \cdot \varphi}{\varphi^m}, \quad (5.20)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення ($\varphi = 0,6 \dots 0,8$).

Дана залежність справедлива для роботи колісних машин на сухих щільних ґрунтах.

Для гусеничних машин

$$\delta = 0,07 \frac{P_k}{R} \quad (5.21)$$

2.3. Побудова кривих дійсних швидкостей

Будуємо криві дійсних швидкостей на кожній з передач

$$V_d = V_T \cdot (1 - \delta) \quad (5.22)$$

Теоретичні швидкості визначаються

$$V_T = \frac{r_3 \omega_d}{i_{тр}}, \text{ м/с} \quad (5.23)$$

З метою визначення ω_d і δ , які входять до складу формул (5.13) і (5.14), на осі абсцис потрібно вибрати ряд точок через які проводяться вертикалі до перетину з кривою буксування δ у верхній частині графіка та кутової швидкості ω_d , що відповідає певній передачі, в нижній частині графіка.

Ординати точок перетину будуть дорівнювати шуканим значенням ω_d і δ .

За розрахованими значеннями V_d будемо у верхній частині графіка криві дійсних швидкостей машини.

2.4. Побудова кривих тягової потужності та питомих витрат палива

Тягову потужність розраховують за наступною залежністю

$$N_{кр} = 10^{-3} P_{кр} V_d \quad (5.24)$$

За отриманими даними у верхній частині графіка будують криві тягової потужності на всіх передачах машини.

Крім того на тяговій характеристиці наносимо криві питомої витрати палива, г/кВт·год. Питома витрата палива визначається

$$q_{кр} = \frac{10^{-3} G_T}{N_{кр}} \quad (5.25)$$

Залежність тягового ККД трактора визначаємо

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e} \quad (5.26)$$

Екстремум тягового ККД повинен відповідати заданому номінальному тяговому зусиллю, що свідчить про вірність вибору параметрів трактора.

Якщо прийняти масштаб, при якому відрізок відповідний $\eta_{\text{тяг}} = 100\%$ дорівнює відрізку, що відповідає номінальній потужності двигуна, то графік $\eta_{\text{тяг}}$ буде ідентичний потенціальній тяговій характеристиці. А мінімізація затемнених областей буде наближати ступінчасту трансмісію до ідеальної безступінчастої, чого можна досягти збільшенням кількості передач.

Аналіз кривої $q_{\text{кр}}$ в зонах правіше максимальної потужності $N_{\text{кр}}^{\text{max}}$ отримаємо уявлення про паливну економічність машини.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. В чому сутність принципу тягових класів тракторів?
2. Тяговий розрахунок машини: вихідні дані, цілі, завдання та оцінка його результатів.
3. Які параметри машини визначаються при тяговому розрахунку.
4. Які фактори впливають на величину буксування машини?
5. Розкажіть про мету та методику побудови тягової характеристики машини.

Таблиця 5.5

Вихідні дані

№ вар.	Трактор	N_{max} кВт	n , хв. ⁻¹ (N_{max})	M_{max} Нм	n , хв. ⁻¹ (M_{max})	V_{H1} км/год.	G, кг	G_T кг/год.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	MT3	220	1500	807	1400	3	17000	45
2	D13	130	1900	674	1300	3,2	14000	27,3
3	T9	110	1800	736	1400	3,8	17345	21,45
4	T11	120	1850	716	1400	3,2	16500	26,4
5	T15	127	2000	716	1400	3,7	17500	28,0
6	T20	228	2100	1247	1200	3,9	33090	44,5
7	T25	298	1800	2230	1300	4,1	48100	62,8
8	T35	382	1900	2685	1900	4,4	60780	80,6
9	T40	435	2100	3650	1500	4,2	65140	84,8
10	SD08	59	2350	456	1400	2,53	7651	13,3
11	SD11	78	2350	528	1350	2,4	10570	17,5
12	SD13	95,5	1900	674	1300	3,2	14000	21,7
13	SD16	120	1850	764	1300	3,29	17000	25,7
14	SD22	162	1800	1030	1250	3,6	23450	33,2

продовження табл. 5.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	SD32	235	2000	1440	1400	3,6	37200	57,6
16	SD42	310	2000	1900	1400	3,7	49000	66,3
17	D39	107	2200	514	1350	3,4	9040	21,3
18	D63	127	1800	720	1400	3,4	18500	25,9
19	D65	155	1950	950	1300	3,6	19510	31,1
20	D85	179	1900	1300	1275	3,6	27550	37,3

Завдання № 3. Визначення основних характеристик тягового балансу

Мета роботи: закріплення матеріалу, викладеного в завданнях № 1 та 2 і набуття навичок розв'язку задач.

Приклади задач

Задача 1.

Розрахувати дотичну силу тяги, потрібну для рівномірного руху трактора Т-150К зі швидкістю 10 км/год по сухій ґрунтовій дорозі на підйомі в 10 градусів, якщо він тягне причіп масою 9,5 т.

Розв'язок

Розрахункова схема задачі подана на рис. 5.3.

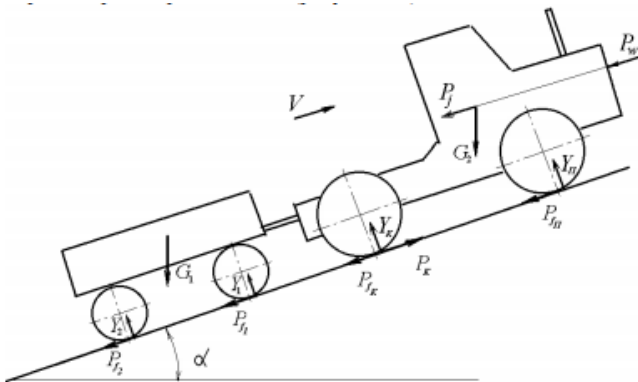


Рис. 5.3 Розрахункова схема

Складемо рівняння суми проекцій всіх сил на вісь ОХ:

$$\sum X = 0: P_{f1} + P_{f2} + G_1 \sin \alpha + P_{fk} + P_{fn} + G_2 \sin \alpha + P_j + P_W = 0.$$

$P_j = 0$, то рух рівномірний.

Сила опору повітря $P_W = 0$, т.я. у тракторного агрегата порівняно малі швидкості руху ($V < 25$ км/год.).

Сума проекцій сил на вісь ОУ: $\sum Y = 0: Y_1 + Y_2 = G_1 \cos \alpha$,

$$Y_k + Y_n = G_2 \cos \alpha.$$

Сила опору перекочуванню коліс причепу:

$$P_{f1} + P_{f2} = fY_1 + fY_2 - f(Y_1 + Y_2) = fG_1 \cos \alpha.$$

Аналогічно для трактора отримаємо:

$$P_{fk} + P_{fn} = fG_2 \cos \alpha.$$

Потрібна дотична сила тяги:

$$\begin{aligned} P_k &= (G_1 + G_2) \sin \alpha + f \cos \alpha (G_1 + G_2) \\ &= (G_1 + G_2) (\sin \alpha + f \cos \alpha). \end{aligned}$$

Значення f для сухої ґрунтової дороги 0,03.

G_2 – експлуатаційна вага трактора Т-150К. $G_2 = 1,05 \dots 1,1 m_0 g$.

За табл. 5.6 знаходимо значення конструктивної маси $m_0 = 7275$ кг.

$$G_2 = 1,1 \cdot 7275 \cdot 9,81 = 78,5 \text{ кН.}$$

$$P_k = (9362 + 78,5) (\sin 10 + 0,03 \cos 10) = 34,9 \text{ кН.}$$

Відповідь: 34,9 кН.

Таблиця 5.6

Параметри	Марки тракторів						
	Т- 16М	Т-25А	Т-40М	МТЗ-80	МТЗ-82	МТЗ-100	Т-150К
1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговий клас	0,6	0,8	0,9	1,4	1,4	1,4	3
Потужність, кВт	14,7	18,4	29,4	58,8	58,8	73,5	121,3
Частота обертання колін. валу, хв. ⁻¹	1600	1700	1600	2200	2200	2600	2100
Конструктивна маса трактора, кг	1400	1500	2790	3160	3370	3375	7275
Поздовжня база трактора, мм	2500	1700	2180	2370	2160	2500	2860
Колія, мм	1200-1800	1100-1500	1200-1800	1200-1800	1200-1800	1350-2100	1680-1860
Координата центру ваги поздовжня, мм	454	529	748	875	925	923	1716
Радіус ведучих коліс, мм	590	590	710	725	725	750	700
Координата центру ваги по вертикалі, мм	795	690	790	900	878	910	1300
Висота точки причепу, мм	-	490	750	550	550	500	960

Задача 2.

Розрахувати максимальну дотичну силу тяги трактора Т4-А за двигуном під час роботи на третій передачі для номінального режиму роботи.

Розв'язок

Запишемо рівняння балансу потужності трактора:

$$N_e = N_K + N_{\text{тр}}.$$

Ефективна потужність двигуна А-01 на номінальному режимі 80,9 кВт (табл. 5.6).

Втрати потужності у трансмісії:

$$N_{\text{тр}} = N_e(1 - \eta_{\text{тр}}),$$

$$\text{де } \eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{хх}} \eta_{\text{ц}}^a \eta_{\text{к}}^b \eta_{\text{ш}}^c.$$

Потужність, яка передається на рушії:

$$N_K = N_e \eta_{\text{тр}}.$$

Теоретична швидкість руху: $V_T = \omega_K r_3$, де r_3 – радіус початкового кола ведучої зірочки, для Т-4А $r_3 = 0,385$ м (табл..5.6):

ω_K – кутова швидкість ведучої зірочки.

$V_T = \frac{\pi n_e}{30 i_{\text{тр}}} r_3$, де $i_{\text{тр}} = 51,18$ – передаточне число на третій передачі; $n_e = 1600$ хв⁻¹ для двигуна А-01 (табл. 5.6).

Дотична сила тяги:

$$P_K = \frac{N_e \eta_{тр}}{V_T} = \frac{N_e \eta_{кк} \eta_{ц}^q \eta_{к}^B}{V_T} = \frac{80,9 \cdot 0,96 \cdot 0,985^3 \cdot 0,975}{\frac{30 \cdot 51,18}{\pi \cdot 1600 \cdot 0,385}} = 57,4 \text{ кН.}$$

Відповідь: 57,4 кН.

Задачі для самостійного розв'язування.

Задача 1: Розрахувати дотичну силу тяги для двигуна трактора Т-40М, якщо він рухається на першій передачі, а через ВВП передається потужність 5 кВт, ККД ВВП – 0,98. Двигун працює на нормальному режимі.

Задача2: Визначити сумарну силу опору руху трактора ДТ-75М з причепом 5 т, якщо трактор рухається по лузі на підйом 10 град. Привести розрахункову схему.

Задача 3: Який коефіцієнт зчеплення може забезпечити рівномірний рух трактора Т-150 з причепом масою 8 т при підйомі 20 град. По скошеному лузі. Привести розрахункову схему завдання.

Задача 4: Визначити баланс потужності трактора Т-150К і розрахувати тягове зусилля на гаку для наступних умов: трактор працює на номінальному режимі на третій передачі по стерні з буксуванням 3%. ККД трансмісії - 0,87.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Наведіть рівняння балансу потужності. Поясніть його.
2. Як визначають втрати потужності в трансмісії трактора?
3. Яким чином визначають потужність, що передається на рушій трактора?
4. Як визначають теоретичну швидкість трактора?

5. Запишіть залежність для визначення дотичної сили тяги.

6. Яким чином впливають характеристики ґрунту на величину рушійної сили?

Практична робота № 6

Тема. Використання тягових та потужнісних резервів машин

Мета роботи: набути навички виконання дослідження тягових показників.

Короткі відомості з теорії.

Дослідження експлуатаційних властивостей машин дає можливість оцінити ступінь ефективності їхнього використання і виявити резерви збільшення продуктивності.

Під тягово-швидкісними властивостями розуміють сукупність параметрів, які визначаються результатами спільної роботи рушії, трансмісії і двигуна з урахуванням сил, що виникають в процесі роботи і діючих на робоче обладнання.

Тягово-швидкісні властивості відносяться до числа найважливіших, тому що визначають продуктивність машини і економічні показники її роботи. Для оцінки цих властивостей, служать: динамічні або тягові характеристики, а також робочі швидкості.

Під динамічними характеристиками машин розуміють здатність розвивати в даних умовах найбільшу тягову експлуатаційну потужність при оптимально відрегульованому двигуні. Ця потужність в залежності від типу і призначення машини характеризується різними

параметрами. Наприклад, для автомобілів - тяговим зусиллям на провідних колесах, для екскаваторів - силою різання на зубах ковша, для камнедробарок – зусиллям дробління.

Динамічна характеристика тягача і будь-якої самохідної машини оцінюється на різних передачах наступними показниками:

- максимальною тяговою потужністю;
- швидкістю поступального руху;
- силою тяги при максимальній тяговій потужності;
- максимальною силою тяги на нижчій передачі;
- швидкістю холостого ходу;
- перепадом між швидкостями поступального руху при максимальній тяговій потужності;
- буксуванням;
- здатністю машини долати короточасні перевантаження без переходу на нижчу передачу;
- характером зміни максимальних значень тягової потужності;
- стійкістю прямолінійного руху машини.

Число показників для кожного типу машин може бути різним як за кількістю, так і за змістом.

Аналіз характеристик, викладений в роботах Є.Д. Львова [33], Н.А. Ульянова [32] та інших вчених виявив, що тягові можливості машин часто використовуються не повністю. Так, наприклад в автогрейдерів є недовикористання тягових можливостей між першою та другою передачами, що пояснюється значною різницею в передаточних числах суміжних передач.

Проаналізуємо чинні експериментальні дослідження з метою виявлення причин недовикористання тягових та потужнісних резервів машин.

Зміст роботи.

1. Проаналізувати результати експериментальних досліджень автогрейдерів, які наведено в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Дійсні та теоретичні значення знаменників геометричної прогресії

Тип автогрейдера	i_1	i_2	i_3	$q_2 = \frac{i_2}{i_1}$	$q_3 = \frac{i_3}{i_2}$	$\frac{P_K^{min}}{P_K^{max}}$	q_r^l	Розбіжність, %
Легкий $G_e = 9,6;$ $N_e = 54/75$	76,4	59,0	50,6	0,775	0,853	$\frac{2350}{3300}$	0,835	3,4 – 7,0
Легкий $G_e = 8,6;$ $N_e = 65$	89,0	54,0	34,0	0,605	0,630	$\frac{1570}{3340}$	0,700	10,0 – 14,0
Легкий $G_e = 8,6;$ $N_e = 75$	89,0	58,2	39,0	0,655	0,670	$\frac{1700}{3600}$	0,700	4,0 – 6,0
Середній $G_e = 130;$ $N_e = 108$	67,0	47,7	40,0	0,710	0,835	$\frac{2900}{4450}$	0,820	2,0 – 13,0
Середній $G_e = 11,5;$ $N_e = 110$	58,0	42,0	23,0	0,720	0,550	$\frac{2800}{5000}$	0,660	8,0 – 20,0

q_i – знаменник геометричної прогресії (дійсне значення);

q_r^l – знаменник геометричної прогресії (теоретичне значення).

У ході виконання аналізу дати відповіді на наступні запитання:

1.1. У яких діапазонах знаходяться знаменники геометричних прогресій дійсні та теоретичні? Визначити різницю значень у відсотках.

1.2. Зробити висновок про використання тягових властивостей автогрейдера на основі результатів п. 1.1.

1.3. Приймавши легкий автогрейдер $G_e = 8,6$ т ; $N_e = 65$ к.с. за базову модель, дати відповіді на запитання: яка проектна модель (А чи Б) є більш перспективною з точки зору використання тягового резерву?

- модель А – для якої $G_e = 8,6$ т ; $N_e = 75$ к.с. зі зміною передаточних чисел (табл. 6.1)

- модель Б - $G_e = 8,6$ т; $N_e = 75$ к.с. з трансмісією, де $\frac{i_3}{i_2} = 0,540$ та розбіжність q_i та q_{Γ}^I становить 20% .

1.4. Разом із викладачем проаналізувати шляхи покращення використання резервів швидкостей.

2. На тягово-швидкісні властивості машин, витрати палива та довговічність двигуна значний вплив має степінь використання його потужності. Тому перед проведенням тягових випробувань автогрейдерів попередньо знімають експериментальні регуляторні $N_e = f(n_e)$ та паливні $g_e = f(n_e)$ характеристики.

3. Розглянути графіки, подані на рис. 6.1 – 6.3, які являють собою експериментальні регуляторні $N_e = f(n_e)$ та паливні $g_e = f(n_e)$ характеристики двигунів легких і середніх автогрейдерів Д-54, СМД-7, КДМ-100. Виконати аналіз залежності питомої витрати пального від ступеня завантаження двигуна. З цією метою використати значення g_e , подані на графіках, і для кожного з них підрахувати ступінь завантаження двигуна ξN (%) та ступінь питомої витрати палива ξg_e (%) за залежностями:

$$\xi N = \frac{N_{ei}}{N_e^H} 100 (\%), \quad (6.1)$$

де N_{ei} – потужність, яка відповідає даному значенню g_i .

$$\xi g_e = \frac{g_i}{g_H} 100(\%), \quad (6.2)$$

де g_H – питома витрата палива при потужності N_e^H .

Отримані значення заносимо в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Зміна питомої витрати палива від навантаження двигуна

Навантаження двигуна		Витрати паливного		Частота обертання при g_e
N_e	$\xi N_e, \%$	g_e	$\xi g_e, \%$	
1	2	3	4	5
$0,8N_e$	80			
$0,9N_e$	90			
N_e^H	100			
$0,9N_e^H$	90			
$0,8N_e^H$	80			
$0,6N_e^H$	60			
$0,4N_e^H$	40			
$0,2N_e^H$	20			

4. За даними табл. 6.2 зробити висновки*

*Висновки сформулювати наступним чином: Аналіз графіка показує:

а) основною умовою економічної роботи двигуна є близьке до повного його завантаження;

б) той двигун буде більш економічний в експлуатації, у якого величина питомої витрати пального в діапазоні від 100 до 50% завантаження двигуна змінюється в невеликих межах.

В сучасних тракторах з двигунами, які мають великий запас потужності, на багатьох роботах використання потужності двигуна знаходиться в межах 55 ... 85% .

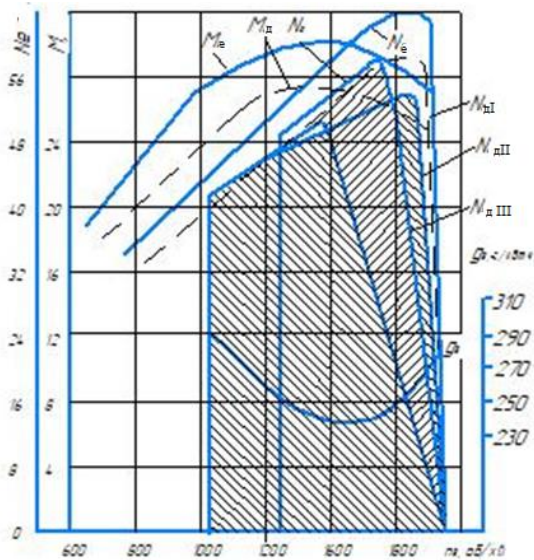


Рис. 6.1 Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 8,6$ т; $N_e = 75$ к. с., N_e – ефективна потужність, $N_{ді}$ – дійсна потужність на передачах

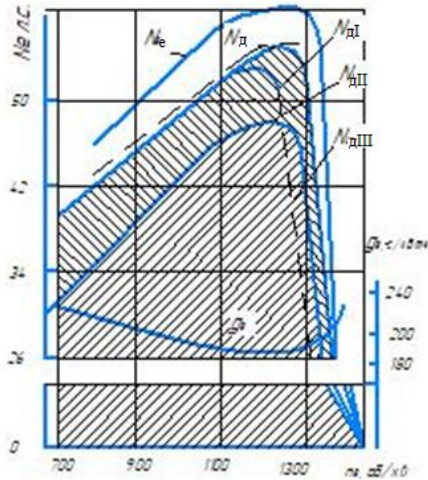


Рис. 6.2 Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 9,6$ т; $N_e = 54$ к. с., N_e – ефективна потужність, $N_{дi}$ – дійсна потужність на передачах

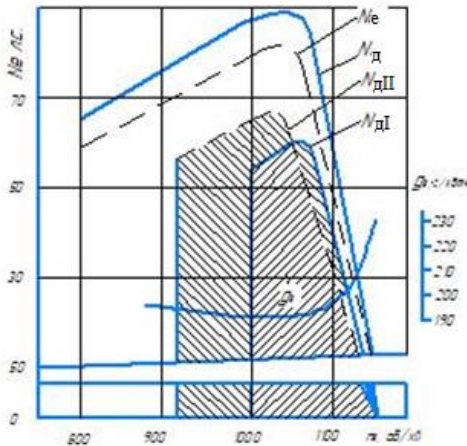


Рис. 6.3 Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 13,0$ т; $N_e = 108$ к. с., N_e – ефективна потужність, $N_{дi}$ – дійсна потужність на передачах

5. За графіками (рис. 6.1 – 6.3) визначити на яких частотах обертання працюють двигуни автогрейдерів і як вони відрізняються від номінальних значень, які відповідають максимальній потужності. Про що свідчать частоти обертання? (Перевантаження чи недовантаження двигуна?). Яким чином частота впливає на витрату палива?

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Що показує регуляторна характеристика двигуна?
2. Яку характеристику використовують для аналізу показників роботи двигуна в області перевантаження і на різних швидкісних режимах, які встановлюються всережимним регулятором?
3. На якій гілці повинні працювати дизельні двигуни?
4. Як впливає запас потужності на довговічність двигуна?
5. Про що свідчить перевищення дійсної потужності двигуна на передачі дійсного значення потужності двигуна?

Практична робота № 7

Тема. Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин

Мета роботи: набути навички виконання дослідження прохідності та паливної економічності.

Короткі теоретичні відомості

Вимоги агротехніки з збереження родючості ґрунту в тій же мірі, що і на трактори, поширюються й на автомобілі, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві. Тому і для тракторів, і для автомобілів, що працюють в сільськогосподарських умовах, слід розглядати **прохідність трьох видів**: профільну (геометричну), опорно-зчїпну і агротехнічну (агроекологічну).

Профільна прохідність визначає можливість подолання автомобілем або трактором різних перешкод в плані та профілі, т. т. можливість подолання ровів, канав, руху серед дерев, ям, валунів і т. п., вписуючись в необхідну смугу руху.

Опорно-зчїпна прохідність визначає можливість руху машин по ґрунтах і поверхнях з малою несучою здатністю.

Агротехнічна (агроекологічна) прохідність - це здатність машини відповідати специфічним вимогам агротехніки.

Для оцінювання прохідності машини потрібно скласти рівняння, які відображають баланс сил і моментів, які діють на колесо, відносно точок O_1' і O_1'' (рис. 7.1)

Припускаємо, що обод колеса жорсткий, а стінка канави не деформується. Приймаємо, що штовхаюча сила F_{Γ} діє по лінії, яка з'єднує осі передніх і задніх коліс. Під час руху переднім ходом (рис. 7.1, а) рівняння моментів відносно точки O_1' буде мати вигляд

$$(G_H + F_B)l_{\Gamma} = (r_d - h_K)F_{\Gamma} \quad (7.1)$$

Під час руху заднім ходом (рис. 7.1, б) відносно точки O_1''

$$(G_H - F_B)l_{\Gamma} = (r_d - h_K)F_{\Gamma} \quad (7.2)$$

Ліві частини цих виразів являють собою момент опору коченню, праві-рушійний момент.

Прохідність машини визначають співвідношенням між цими моментами. З приведених виразів видно, що за умови однакової висоти перепону рушійний момент $(r_D - h_K)F_T$ буде однаковим для обох варіантів виїзду, а момент опору менше за умови руху заднім ходом:

$$(G_H - F_B)l_T < (G_H + F_B)l_T.$$

Прохідність машини, у даному випадку, буде вище при виїзді з канави заднім ходом.

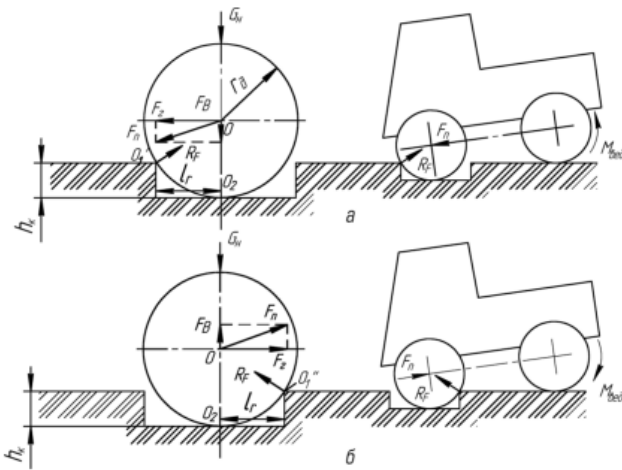


Рис. 7.1 Схема сил, які діють на переднє ведене колесо: а – долаання перешкоди переднім ходом, б – заднім

Фізичний зміст різної прохідності в цьому прикладі у тому, що під час виїзду з канави заднім ходом вертикальна

складова F_B направлена вгору та прагне підняти колесо та весь передній міст, що облегшує виїзд.

Вплив умов роботи веденого колеса і його радіуса на профільну прохідність можна проаналізувати коефіцієнтом запасу тягової сили

$$K_T = \frac{(r_D - h_K)F_G}{(G_H \pm F_B)l_G} \quad (7.3)$$

Колесо подолає перепон, якщо $K_T > 1,0$.

Паливна економічність трактора

Паливна економічність трактора визначається конструктивними та експлуатаційними чинниками. Виявляється паливна економічність через складові втрат енергетичного балансу трактора, частина з яких більше залежить від ступеня досконалості і технічного рівня конструкції, а частина - від умов експлуатації. Основні показники паливної економічності трактора - питома витрата палива на одиницю тягової потужності $g_{кр}$ [г / (кВт • год)] і на одиницю виконуваної роботи St (кг / га).

Паливна економічність двигуна g_e . При однакових умовах експлуатації економічніше той трактор, двигун якого має меншу питому витрату палива. Однак g_e (рис.7.2) залежить від завантаження двигуна. Використання трактора на кожній передачі найбільш доцільно в режимі максимальної тягової потужності.

У міру зниження навантаження на двигун показники його паливної економічності погіршуються. Тому на мало енергоємних операціях слід використовувати часткові швидкісні режими роботи двигуна. Розглянемо це на наступному прикладі.

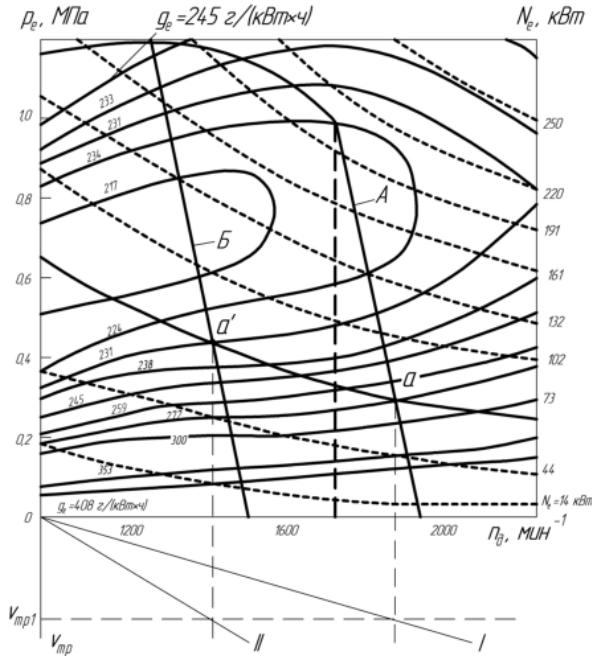


Рис. 7.2 Графік витрати палива при роботі двигуна на повному і частковому швидкісних режимах (І і ІІ - передачі) максимальний тяговий ККД (на кожній передачі своє значення), що свідчить про найбільш ефективне використання енергії палива в технологічному процесі

На рис. 7.2. зображена багато параметрична характеристика дизеля 84V13-14, на якій нанесені зовнішня А і часткова Б швидкісні регуляторні характеристики. Під багато параметричною характеристикою побудована відома з методики тягового розрахунку трактора залежність швидкості трактора по передачах $V_{\text{тр}}$ від кутової швидкості вала двигуна n_d . Промені залежності $V_{\text{тр}}$ перетинає паралельна осі абсцис лінія постійної швидкості $V_{\text{тр}1}$, з якою рухається МТА. Якщо навантаження на гаку невисоке,

то трактор може працювати на одній з двох передач (I або II), показаних на рис.7.2. Порівняємо по паливній економічності рух агрегату на першій і другій передачах. Для цього розглянемо, як зміниться потужність двигуна N_e , потрібна для пересування МТА на I і II передачах.

Проаналізуємо енергетичний баланс при роботі МТА на різних передачах. Потужність опору коченню буде однаковою незалежно від передачі, тому що сила опору коченню P_f і швидкість $V_{\text{тр1}}$ будуть однаковими на I і II передачах. Отже добуток цих величин $N_f = P_f V_{\text{тр}}$ також залишиться незмінним. Умови, що визначають буксування рушіїв, також не змінюються, тому величина потужності буксування буде теж однаковою при русі на I і II передачах. Якщо припустити, що ККД трансмісії однаковий на обох передачах, то потужність двигуна, необхідна для переміщення МТА зі швидкістю $V_{\text{тр1}}$, також однакова під час руху трактора на будь-якій з порівнюваних передач, а кутова швидкість колінчастого вала двигуна залежить від передачі.

Щоб визначити питому витрату палива при роботі двигуна з однаковою ефективною потужністю на різних швидкісних режимах, необхідно зіставити між собою g_e в точках a і a' , які відповідають роботі трактора на різних передачах, при ефективній потужності двигуна 73 кВт, що розвивається їм на зовнішній (a) і частковій (a') швидкісних характеристиках. В даному прикладі економія палива становить $272 - 231 = 41$ г/кВт · год, тобто більше 17%. При іншому поєднанні конкретних режимів роботи двигуна по зовнішній та частковій швидкісним характеристикам економія палива може бути більшою або меншою. Економія палива досягається за рахунок більш високого індикаторного і механічного ККД дизеля при використанні часткових швидкісних режимів у порівнянні з режимом роботи двигуна при малому моменті по зовнішній

швидкісній характеристиці. Деталі двигуна також піддаються меншому зносу при роботі двигуна з меншою швидкістю.

Механічний ККД трансмісії суттєво впливає на паливну економічність. На тракторах і засобах тягово-енергетичного призначення застосовують механічні, гідродинамічні, гідромеханічні і гідростатичні трансмісії.

Значення механічного повного ККД наступні: механічних трансмісій тракторів і автомобілів - 0,88 ... 0,93; гідродинамічних - 0,8 ... 0,85; гідромеханічних - 0,75 ... 0,9; гідростатичних - 0,75 ... 0,8. Недовантаження знижує значно більше паливну економічність тракторів з гідромеханічною і гідростатичною трансмісіями, ніж з механічною трансмісією.

Слід зазначити, що гідротрансформатор і гідростатична трансмісія в поєднанні з автоматичним регулятором дозволяють підтримувати роботу двигуна в найбільш економічному режимі, що згідно з результатами випробувань частково компенсує перевитрату палива.

Особливість гідромеханічних передач полягає в тому, що при підвищенні швидкості руху і зниження тягового навантаження ККД підвищується, а при зменшенні швидкості і збільшенні тягового навантаження - знижується. Це залежить від потужності, переданої одночасно механічною та гідростатичною частинами трансмісії. При тяговому навантаженні, що відповідає виконанню польових технологічних операцій, велика частина потужності передається через гідравлічний потік і менша - через механічну частину, тому ККД трансмісії нижче, ніж ККД на транспортних роботах. При виконанні оранки ККД гідромеханічної трансмісії становить приблизно 0,825 і досягає ККД механічної передачі на максимальній транспортній швидкості.

Застосування бортового комп'ютера дозволяє знизити витрату палива на одиницю виконаної роботи за рахунок вибору раціонального навантажувального і швидкісного режимів роботи двигуна.

Експлуатаційні фактори підвищення паливної економічності трактора. всі прийоми

Зміст роботи.

1. Згідно завдання (табл. 7.1) оцінити прохідність машини та зробити висновок.
2. Оцінити паливну економічність МТЗ-80 за наведеними на рис. 7.3. багатопараметричними тяговими характеристиками трактора, які отримані внаслідок експерименту [36] для різних видів палива.

Аналізуючи характеристики, потрібно зазначити:

- 1) як змінюються витрати палива при максимальній крюковій потужності за умови роботи трактора на дизельному пальному та на сумішевому пальному;
- 2) яким чином при цьому змінюється дійсна швидкість руху;
- 3) яким чином змінюються ці характеристики при роботі на режимах, коли двигун суттєво недовантажений.

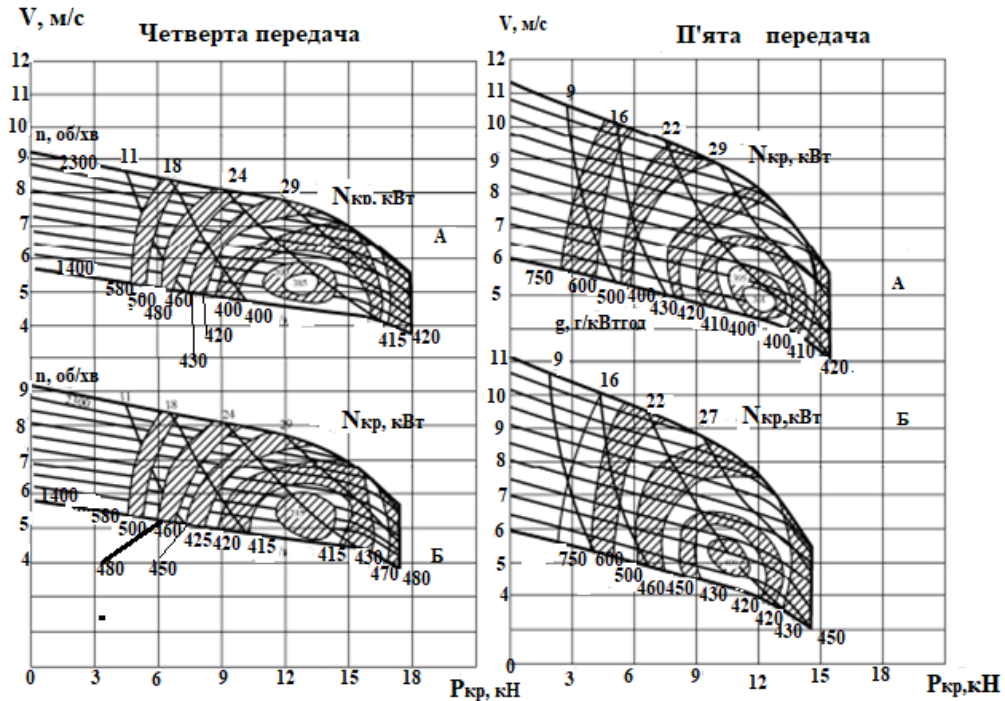


Рис. 7.3 Багатопараметрична тягова характеристика трактора МТЗ – 80 [36] (агрофон – поле під посів) на четвертій, п'ятій передачі: а – на дизельному паливі, б – на сумішевому паливі

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дати визначення поняття «прохідність».
2. У чому полягає повна та часткова втрати прохідності?
3. Як оцінюється прохідність автомобілів і тракторів сільськогосподарського призначення ?
4. На які групи поділяють трактори та автомобілі за показниками прохідності?
5. Дайте визначення профільної прохідності.
6. Дайте визначення опорно-зчипної прохідності.
7. Дайте визначення агротехнічної прохідності.
8. Як впливають швидкісний та навантажувальний режими роботи двигуна внутрішнього згоряння на паливну економічність двигуна?
9. Від яких факторів залежить витрата палива?
10. Від чого залежить паливна економічність трактора?
11. Що називається питомою тяговою витратою трактора?

Практична робота № 8

Тема. Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації

Мета роботи: набути навички визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації

Короткі теоретичні відомості

Землерийні машини є складними технологічними машинами. Вони складаються з силового обладнання (двигунів), трансмісії (передавальних і перетворюючих механізмів, що змінюють як напрям і швидкість обертання виконавчих механізмів, так й перетворюють один вид

енергії в інший), робочого обладнання, ходового обладнання, системи управління і несучих конструкцій, які сприймають навантаження від двигуна, елементів трансмісії. Основні функціональні частини машин комплектують з уніфікованих вузлів і агрегатів. Уніфіковані вузли і агрегати мають стандартні заводські сертифікати. Застосування уніфікованих вузлів і агрегатів підвищує якість машини в цілому і забезпечує розширення номенклатури виробництва.

Вибір параметрів нових машин при їхньому створенні є важливим техніко-економічним завданням. Вирішення цього завдання забезпечує створення систем і комплектів машин для забезпечення ефективної комплексної механізації виробництва земляних робіт.

В якості цільової функції при оптимізації параметрів використовують техніко-експлуатаційні показники, включаючи час робочого циклу і показники техніко-економічної ефективності. Методика визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації запропонована В.І. Баловнєвим [27].

Зміст роботи.

Розглянемо приклад виконання роботи.

Визначити технічні параметри бульдозера для трактора з двигуном потужністю 170 кВт. І гусеничним рушієм, який призначено для розробки ґрунтів IV категорії, $k_{\text{пит.б.}} = 0,6$ МПа (600000 Н/м^2 , див. табл. 8.1. даного посібника, тема 8).

Визначення параметрів з умов експлуатації і потужності двигуна бульдозера.

Оптимальна маса бульдозера

$$m_{\text{опт}} = k_{\text{топт}} N \left(\frac{k_{\text{пит.б.}} \cdot l_k \cdot k_{з1}}{g^2 \cdot V_k \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ кг} \quad (8.1)$$

Встановлюємо значення величин, потрібних для розрахунку.

$k_{\text{мopt}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації; $k_{\text{мopt}} = 2,3$ (табл. 8.1);

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності, $k_{31} = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Вт}$ (табл. 8.1);

V_k – середня швидкість копання, $V_k = 1 \text{ м/с}$ (3,6 км/год.);

l_k – шлях копання, $l_k = 20 \text{ м}$, далі приймаємо співвідношення $l_x \cong 3 \cdot l_k$.

Підставивши дані у формулу (8.1) маємо:

$$m_{\text{opt}} = 2,6 \cdot 170000 \cdot \left(\frac{500000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}}{9,81^2 \cdot 1,3} \right)^{1/2} = 26000 \text{ кг.}$$

Оптимальна енергонасиченість бульдозера

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{opt}} = k_{\text{ен}} \left(\frac{g^2 V_k l_x}{k_{\text{пит.б}} l_k k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг.} \quad (8.2)$$

Встановлюємо величини, які входять до складу формули.

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності (табл. 8.1), $k_{31} = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Вт.}$;

$k_{\text{ен}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації. Для бульдозерів $k_{\text{ен}} = 0,35$ (табл. 8.1);

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$k_{\text{пит.б}}$ – питомий опір копанню (табл. 8.1)

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{opt}} = 0,35 \left(\frac{9,81^2 \cdot 1,3}{500000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/2} = 6,4 \text{ кВт/кг.}$$

Розрахуємо ширину відвалу:

$$B_6 = k_{19} \cdot \sqrt[3]{m_{\text{опт}}}, \quad (8.3)$$

де k_{19} – розмірний коефіцієнт подібності, $k_{19} = 0,12$ м/кг^{1/3} (табл. 8.2).

Підставимо дані в формулу (8.3)

$$B_6 = 0,12 \cdot \sqrt[3]{26000} = 3,55 \text{ м.}$$

Розраховуємо максимальну продуктивність бульдозера для умов експлуатації, які зазначено вище:

$$P_{\text{max}} = k_{\text{П}} \cdot N \cdot \left(\frac{V \cdot k_{13}}{k_{\text{пит.б.3}}} \right)^{1/2}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (8.4)$$

Встановимо значення величин, які входять до формули.

$k_{\text{П}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації, $k_{\text{П}} = 0,5$;

k_{13} – розмірний коефіцієнт подібності, м²/Вт. Для бульдозера $k_{13} = 0,2 \cdot 10^{-5}$ м²/Вт. (табл. 8.1).

Маємо:

$$P_{\text{max}} = 0,5 \cdot 170000 \left(\frac{1 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}}{500000 \cdot 3} \right)^{1/2} = 0,098 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Вихідні дані для самостійного виконання задачі

1. Визначити параметри розпушувача за умовами експлуатації та потужності двигуна . Розпушувач встановлено на гусеничному тягачі з потужністю двигуна 434 кВт з трьома розпушуючими зубами. Призначення машини – розробка ґрунтів V категорії міцності, $k_{\text{пит.р.}} = 0,7$ МПа (700000 Н/м²). Швидкість розпушування 1...2 м/с. $l_x \approx l_p = 1,5$.

2. Визначити технічні параметри бульдозера-розпушувача за заданою потужністю двигуна 444 кВт встановленого на гусеничному тракторі, який призначено для розробки ґрунтів V категорії міцності .

3. Визначити технічні параметри скрепера за заданою ємкістю ковша $q_c = 9,3 \text{ м}^3$, який призначено для розробки ґрунтів III категорії міцності.

4. Визначити технічні параметри автогрейдера, який передбачається оснастити двигуном потужністю 100 кВт і використовувати на роботах з різання і планування ґрунтів III категорії міцності.

5. Визначити технічні параметри одноковшового навантажувача за заданою місткістю ковша $q_{II} = 3,4 \text{ м}^3$, для роботи з ґрунтами I категорії міцності.

6. Визначити технічні параметри машини, яка призначена для екскаваторно-навантажувальних робіт з екскаваторним ковшем місткістю $q_e = 0,5 \text{ м}^3$ на ґрунтах III категорії міцності.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Наведіть формулу для визначення продуктивності ковшового фронтального навантажувача.

2. Наведіть формулу для визначення часу робочого циклу скрепера..

3. Наведіть методику визначення оптимальної маси бульдозера в залежності від техніко-експлуатаційних факторів, які складають умови експлуатації машини.

4. Наведіть методику визначення оптимальної величини показника енергонасиченості навантажувача залежно від маси.

5. Від яких характеристик залежить оптимальна маса одноковшового екскаватора?

6. Яким співвідношенням оцінюють енергонасиченість?

7. Яким чином впливає продуктивність на величину оптимальної маси машини?

8. Який метод дозволяє отримати оптимальні розв'язки для конкретних машин і умов експлуатації?

9. Як встановлюють відповідність величин параметрів, отриманих методом мінімізації робочого циклу машин, реальним величинам?

10. Як впливає оптимальне значення маси машини на діапазон умов експлуатації?

9. Рекомендації до виконання самостійної роботи

Розподіл годин самостійної роботи для здобувачів освіти денної форми навчання:

- підготовка до аудиторних занять – 0,5 год./1 год. Лекцій та практичних занять = $0,5 \cdot (50) = 25$ год.

- підготовка до контрольних заходів – 6 год. на 1 кредит ЄКТС = $6 \cdot 5 = 30$ год.

- опрацювання окремих тем програми або її частин, які не розглядаються на лекціях – $100 - 25 - 30 = 45$ год.

Таблиця 9.1

Теми для самостійної роботи		
№	Назва теми	Кількість годин
1	2	3
Змістовний модуль №1 Основні експлуатаційні властивості машин		
1	Розрахунок і дослідження продуктивності машин	5
2	Розрахунок основних техніко-експлуатаційних параметрів маши	6

продовження табл. 9.1

1	2	3
3	Аналіз рушійної сили агрегату	6
4	Побудова потенційної тягової характеристики	6
Змістовний модуль 2. Дослідження експлуатаційних характеристик		
5	Побудова тягово-швидкісних характеристик	6
6	.Використання тягових та потужнісних резервів машин	6
7	Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин	5
8	Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов їх експлуатації	5
	Всього	345

Оцінка рівня освоєння здобувачами освіти питань, які виносяться на самостійне опрацювання проводиться на модульних контролях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дослідження експлуатаційних властивостей машин і обладнання Практикум : навч. посіб. [Електронне видання] / О. О. Налобіна, М. В. Голотюк, О. З. Бундза, Д. Л. Серілко, В. С. Гавриш. Рівне : НУВГП, 2023. 414 с.
2. Виробнича експлуатація і ремонт машин та обладнання : навчальний посібник / В. І. Романюк, В. С. Гавриш, І. О. Хітров, Ю. А. Кононов, М. В. Голотюк, Є. І. Тхорук. Рівне : НУВГП, 2016. 290 с.
3. 02-06-06М Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Дослідження

експлуатаційних властивостей машин» для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Налобіна О. О., Шимко А. В. Рівне : НУВГП, 2023. 84 с.

4. Подригало М. А., Шелудченко В. В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів : навч. посіб. Суми : Сумський національний аграрний університет, 2015. 213 с.

5. Ружицький М. А., Рябець В. І., Кіяшко В. М. Експлуатація машин і обладнання : навчальний посібник. К. : Аграрна освіта, 2010. 617 с.

6. Бендера І. М., Грубий В. П. Експлуатація машин і обладнання. Кам'янець-Подільський : Абетка, 2009. 319 с.

7. Експлуатація та обслуговування машин / В. М. Кравченко, А. О. Іщенко, В. А. Сидоров, В. В. Бузукін. Донецьк : Донбас, 2014. 543 с.

8. Водяник І. І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. К. : Урожай, 1994. 224 с.

9. Ільченко В. Ю., Карасьов П. І., Лімонт А. С. Довідник експлуатації машинно-тракторного парку. К. : Урожай, 1987. 388 с.