

Шифр «Вовк»

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ
КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-121
З МЕХАНІЧНОЮ ТА ГІДРООБ'ЄМНОЮ ТРАНСМІСІЯМИ
ПРИ РОБОТІ ТРАКТОРА НА СТЕРНІ**

АНОТАЦІЯ

наукової роботи під шифром «Вовк»

Робота присвячена порівнянню типів трансмісій колісного трактора ХТЗ-121 на стерні шляхом модернізації їх ходових систем за допомогою використання гідрооб'ємних передач.

В роботі проведено тяговий розрахунок колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією при прямолінійному поступальному русі на стерні. При проведенні тягового розрахунку колісного трактора визначено вагу трактора і потужність двигуна, моменти, що підводяться до ведучих коліс, коефіцієнти корисної дії, діапазони швидкостей руху і відповідне передаточне число трансмісії та питомі витрати палива при різних режимах роботи на стерні; розраховано і побудовано його теоретичну тягову характеристику, що оцінює тягово-зчіпні, швидкісні і економічні якості трактора при різних сталих режимах роботи на стерні та зроблено аналіз тягово-енергетичних показників колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією.

Також в роботі проведено тяговий розрахунок колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією при прямолінійному поступальному русі на стерні; розраховано і побудовано теоретичну тягову характеристику трактора в умовах роботи на стерні та зроблено аналіз тягово-енергетичних показників колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією; розраховано гідропривод ходової системи колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією, розроблено гідравлічну схему трансмісії, обґрунтовано та вибрано гідромашини і гідроагрегати.

Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків та списку використаної літератури.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	5
1.1. Аналіз технічного рівня тракторів і тенденції їх розвитку	5
1.2. Особливості колісних тракторів ХТЗ-121	7
1.3. Обґрунтування об'єкта досліджень. Мета і задачі досліджень	12
1.4. Висновки по розділу	12
РОЗДІЛ 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-121 З МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ	13
2.1. Визначення вагових параметрів трактора	13
2.2. Визначення номінальної потужності двигуна	13
2.3. Розрахунок регуляторної характеристики двигуна	14
2.4. Визначення швидкостей руху трактора і тягових зусиль	15
2.5. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією	17
2.6. Аналіз тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією	22
2.7. Висновки по розділу	22
РОЗДІЛ 3. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-121 З ГІДРООБ'ЄМНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ	23
3.1. Визначення параметрів гідромашин	23
3.2. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з гідроб'ємною трансмісією	24
3.3. Аналіз тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з гідроб'ємною трансмісією	25
3.4. Висновки по розділу	28
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	29
ЛІТЕРАТУРА	30

ВСТУП

Невід'ємною частиною технологічних і енергетичних проблем, висунутих комплексною механізацією сільськогосподарського виробництва, є створення сільськогосподарського гідроприводу як єдиної системи. Це може викликати істотні зміни в технології й структурі транспортних робіт, подальше підвищення енергооснащеності і одиничної потужності тракторів, застосування активних робочих органів для обробки ґрунту, сполучення багатьох технологічних операцій, розвиток меліоративної техніки, розширення робіт із внесення добрив і т.п. Цим також можуть визначити якісні зміни в технологічному використанні тракторів і інших енергетичних засобів, їх тяговим і енергетичним балансом. Можуть виникнути принципово нові вимоги до пристроїв для приводу активних робочих органів сільськогосподарських машин.

Вивчення стану питання показує, що одним зі шляхів підвищення експлуатаційної ефективності трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідрооб'ємних передач.

Високі експлуатаційні якості гідрооб'ємної трансмісії були встановлені при випробуванні закордонних сільськогосподарських машин. Відзначено підвищення маневреності, різке скорочення витрат часу на технічні відходи, істотне поліпшення умов праці. Гідрооб'ємна трансмісія забезпечує високу стабільність швидкісного режиму, що досить важливо для рівномірного завантаження робочих органів і якості технологічного процесу.

Використання модернізованих трансмісій дозволяє значно підвищити продуктивність трактора при одночасном поліпшенні завантаження двигуна трактора і як наслідок зменшенні питомої витрати палива.

У цьому зв'язку **об'єктом дослідження** у виконуваний роботі є процеси, що відбуваються при роботі колісного трактора з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників.

Метою досліджень даної роботи є дослідження зміни тягово-енергетичних показників колісного трактора ХТЗ-121 з різними типами трансмісії.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику колісного трактора з механічною трансмісією.
2. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику колісного трактора з гідрооб'ємною трансмісією.
3. Проаналізувати теоретичні тягові характеристики колісного трактора з механічною і гідрооб'ємною трансмісіями.
4. Зробити розрахунок об'ємного гідроприводу ходової системи трактора з гідрооб'ємною трансмісією, розробити гідравлічну схему трансмісії, обґрунтувати та вибрати гідромашини і гідроагрегати.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз технічного рівня тракторів і тенденції їх розвитку

Основні показники трактора, які визначають його можливості і режими роботи, це потужність, швидкість, тягове зусилля та експлуатаційна маса, що забезпечує отримання потрібного тягового зусилля.

В країнах співдружності застосовується система класифікації тракторів за тяговим зусиллям, що дозволяє просто орієнтуватися в їх агрегуванні. Так, для обробітку просапних культур, легких робіт загального призначення і транспортних застосовують, головним чином, трактори класів 1,4...3,0, а для оранки та інших енергоємних робіт - трактори класів 3,0...6,0 [8-10,12,15].

Високі швидкості роботи характерні для всіх сучасних тракторів. Ця можливість створюється підвищенням енергонасиченості, а підвищення тягових якостей потребує зростання маси. Змінюючи енергонасиченість за рахунок зменшення чи збільшення маси трактора баластуванням, досягають високого тягового коефіцієнта корисної дії, як на легких, так і на важких роботах.

Використання потужних тракторів створює умови для скорочення тривалості виконання робіт, але великого значення набувають втрати часу на підготовку агрегатів, їх технічне обслуговування, заправку, переїзди. Зменшення вищезгаданих втрат досягається, зокрема, такими конструктивними заходами, як застосування авто-зчіпок, паливних баків збільшеної місткості тощо.

Різноманітність конструкційно-компоновочних схем тракторів провідних фірм обумовлена конкурентною боротьбою за споживача. Характерною особливістю вітчизняних тракторів із ближнього зарубіжжя є наявність колісних і гусеничних моделей в той час, як у дальньому зарубіжжі гусеничні трактори не створюються спеціалізованими для сільського господарства (використовуються сільськогосподарські модифікації промислових).

У тракторобудуванні розвинених держав суттєву роль відіграє міжнародне науково-технічне кооперування, що скорочує терміни розробки нових моделей тракторів і створює можливості компонувати їх на базі готових складальних одиниць.

За останнє десятиріччя потужність тракторних двигунів зросла приблизно на двадцять відсотків, а конструкційна маса тракторів знизилася в середньому на 15% за рахунок застосування прогресивних високоякісних матеріалів, економічних профілів прокату, легких сплавів і пластмас, спечених матеріалів тощо.

Аналіз конструкцій засвідчує: тракторні дизелі мають, головним чином, рідинне охолодження, більшість виконані рядними, серед рядних переважають 6-циліндрові, а серед V-подібних - 8-циліндрові з кутом розвалу циліндрів 90°. Дизелі з турбонадувом складають переважну більшість загальної кількості. Усереднена швидкість поршня - 9,6 м/с.

Характерною особливістю сучасних тракторних дизелів є зниження частоти обертання колінчастих валів до 2000-2300 хв⁻¹, що забезпечує підвищення

ресурсу. Таким шляхом фірма "Катерпіллер" (США) підвищила термін служби до капітального ремонту двигунів на 30% і зменшила шумність на 8 дБ.

Застосування замість механічного регулятора подачі палива електронного мікропроцесора з електрогідравлічним або електромеханічним приводом рейки паливного насоса, що впроваджується фірмами "Дойч" (Німеччина), "Джон Дір" (США) та ін., автоматизує керування дизелем і підвищує економічність роботи.

Трансмисії сучасних тракторів різноманітні [3]: механічні ступеневі, гідромеханічні, механічні ступеневі з синхронізованими або гідрокерованими коробками передач діапазонного типу. Провідні фірми пропонують споживачам моделі тракторів, обладнані у стандартному виконанні або на замовлення швидкісними коробками передач (40-50 км/год). Великою мірою це зумовлено значним обсягом транспортних робіт, виконання яких швидкісними тракторами підвищує продуктивність, знижує втрати продукції, яка швидко псується.

Розвиток і вдосконалення трансмісій відбуватиметься шляхом модернізації існуючих і розширення застосування прогресивних конструкцій, оптимізації схем трансмісій та систем керування ними. Набувають поширення передні ведучі мости як додаткове обладнання трактора.

Ходові системи вдосконалюються шляхом оптимізації схем і параметрів. Негативна дія ходових систем на ґрунт знижуватиметься за рахунок перерозподілу маси тракторів, збільшення опорної поверхні, створення досконаліших конструкцій колісних рушіїв.

Досягнутий на цей час технічний рівень об'ємних гідротрансмій на тракторах практично знімає наявні раніше обмеження за коефіцієнтом корисної дії. У широкому діапазоні робочих режимів ККД гідрооб'ємних передач знаходиться у межах 0,8...0,87.

Проведені теоретичні і експериментальні дослідження показали [2,6], що для забезпечення необхідних експлуатаційних характеристик машин мають значення не тільки високі технічні параметри окремих гідроагрегатів, але і правильний вибір загальної схеми гідротрансмисії до машин різноманітного призначення. Згадана вище різниця в ККД механічних і гідрооб'ємних трансмісій (ГОТ) в реальних умовах експлуатації практично скрадається, оскільки тут вступає в дію ряд інших факторів, що мають не менше, а іноді і більше значення, ніж різниця в ККД [6].

Безступінчасті трансмісії [6,7] дозволяють більш гнучко маневрувати швидкістю руху, вони виключають втрати часу на перемикання передач та на поворотах. Трактор із гнучкою трансмісією витрачає приблизно на 30...35% менше часу на холості переїзди в межах поля, що оброблюється. Слід зазначити, що час холостих переїздів універсально-просапних тракторів залежно від розмірів ділянки і робіт коливається в межах від 15 до 30% загального часу руху, причому величина коефіцієнта холостих ходів гіперболічно зростає зі збільшенням робочих швидкостей. Трактори з гідравлічними трансмісіями вимагають менше часу на технічні відходи і усунення несправностей. Завдяки цьому поліпшується загальна структура робочого часу - час чистої роботи зростає в середньому на 5...13%.

Визначальним параметром техніко-економічної ефективності ГОТ є теоретична продуктивність машинно-тракторного агрегату як функція ширини захвата ма-

шини, що агрегується із трактором і швидкості поступального руху. Ширина захвата лише у відомих межах не залежить від типу привода. У ряді випадків (наприклад, зчепи жниварок, багатобрусні косарки і ін.) вона обмежується конструктивними можливостями механічного привода. Швидкість поступального руху визначається потужністю двигуна трактора і типом його трансмісії. Безступінчаста регульована ГОТ трактора вносить як якісні, так і кількісні зміни в характер використання цієї потужності. У той же час на потенційні можливості трактора з безступінчастою трансмісією певним чином впливають агротехнічні, технологічні і енергетичні обмеження, породжені конкретними умовами роботи машино-тракторного агрегату.

Аналіз результатів контрольних змін на різних сільськогосподарських операціях у групах показує, що на роботах, де за умовами агротехнічних вимог потрібне обмеження швидкостей руху (посів цукрового буряка, міжнародна культивування), трактор з об'ємною гідравлічною трансмісією за рахунок безступінчастого регулювання швидкості руху на гонах і поворотах забезпечує збільшення продуктивності на 7...8% у порівнянні із трактором з механічною трансмісією при збільшеній на 1...8% витраті палива. При цьому загрузка двигунів у залежності від операції, що виконується, змінювалась у трактора з механічною трансмісією у межах 40...82%, і в трактора з ГОТ - у межах 50...90%.

Високі експлуатаційні якості ГОТ були встановлені при випробуванні закордонних сільськогосподарських машин. Відзначено підвищення маневреності, різке скорочення витрат часу на технічні відходи, істотне поліпшення умов праці.

Гідрооб'ємна трансмісія забезпечує високу стабільність швидкісного режиму, що досить важливо для рівномірного завантаження робочих органів і якості технологічного процесу [6].

1.2. Особливості колісних тракторів ХТЗ-121

Створення нової високопродуктивної надійної техніки здійснюється двома напрямками – створенням принципово нових машин і глибокої модернізації серійно виготовлюваних. Такий підхід диктується економічною доцільністю, адже в першу чергу необхідно максимально використати наявний інтелектуальний та промисловий потенціал і накопичений досвід з технічного обслуговування великого парку тракторів країн СНД.

Для вирішення проблем, пов'язаних з відсутністю на Україні потужних універсально-просапних тракторів тягового класу 2,0, Харківський тракторний завод на власній елементній базі освоїв випуск аналогічних за призначенням тракторів ХТЗ-120/121 [10,16] тягового класу 3,0 (рис.1.1). Загальна характеристика трактора ХТЗ-121 наведена в таблиці 1.1 [8].



Рис. 1.1. Трактор ХТЗ-121

Таблиця 1.2

Технічна характеристика трактора ХТЗ-121

Показники	ХТЗ-121
Тяговий клас	3
Номінальне тягове зусилля, кН	30
Найбільша тягова потужність на бетонному треку, кВт	72,3
Питома витрата палива при найбільшій тяговій потужності на бетонному треку, г/кВт·год	172
Показники	ХТЗ-121
Габарити, мм: довжина (з навісною системою) x ширина x висота	6650x2570x3400
Маса трактора, кг: Конструкційна / експлуатаційна	6500 / 6900
Розподіл маси по вісях, кг: передній міст / задній міст	4050 / 2850
База, мм	2860
Колія, мм: на задніх колесах / на передніх колесах	2050 / 2050
Дорожній просвіт під мостами, не менше, мм	480
Найменший радіус повороту, м	7,1
Глибина броду, який потрібно подолати, м	0,8
Дизель	
Марка	СМД-19Т.02
Номінальна потужність, кВт I режим / II режим	93,4 / 111,8
Номінальна частота обертання колінчастого вала, об/хв	1850

Показники	ХТЗ-121
Трансмiсія	
Муфта зчеплення	Фрикційна, суха, дводискова, постійно замкнута, з гасником крутильних коливань, встановленим на ведених дисках, керована педаллю з пневматичним підсилювачем
Коробка передач	Механічна, ступінчаста, 16 швидкостей, з зубчастими колесами постійного зчеплення, з постійним приводом на задній міст і підключеним приводом переднього мосту
Карданна передача	Жорстка, відкритого типу з голчастими підшипниками
Головна передача	Конічна із спіральним зубом і міжколісним диференціалом
Кінцева передача	Одноступінчастий планетарний редуктор
Гiдравлічна система коробки передач	
Гiдронасос	НШ-25 шестеренний, односекційний
Привод гiдронасоса	Шестеренчастий від дизеля і від коліс при буксуванні трактора
Теоретична продуктивність, л/хв	40
Робочий тиск в гiдросистемі, МПа	0,9...1,1
Максимальний тиск в системі, який відповідає спрацюванню запобіжного клапана, МПа	1,65...2,3
Розподільник	Крановий з клапанами автоматичного підживлення
Кількість положень золотника	Чотири, з фіксацією в кожному положенні
Ходова і несуча система	
Колісна схема	4к4
Шини	16,9R38 модель Ф-52
Рама	Клепана, з швелерного розтину з поперечним брусом
Підвіска	Балансуєча з відхиленням відносно рами на кут 12° вверх і вниз

Показники	ХТЗ-121
Гальма	
Гальма колісні	Колодкові (на кожному колесі) з пневматичним приводом
Стоянкове гальмо	Стрічкове з енергопневмоаккумулятором
Управління гальмами трактора і причепа	Педаллю, гальмівним краном
Управління стоянковим гальмом	Рукояткою, триходовим краном
Пневматична система	
Компресор	Поршневий, одноциліндровий повітряно-водяного охолодження
Робочий тиск повітря, МПа	0,65...0,8
Гальмівний кран	Діафрагменого типу, двосекційний
Повітряні балони (ресивери)	2 по 20 л
Рульове управління	
Управління механізмом повороту	Рульовим колесом через гідрооб'ємний рульовий механізм
Гідронасос	НШ-50А-3-Л
Привод гідронасосу	Шестеренчастий від дизеля і від коліс при буксуванні трактора
Теоретична продуктивність, л/хв	86
Максимальний тиск в гідросистемі, МПа	20
Циліндри рульового управління: діаметр, мм / хід поршня, мм	63 / 280
Начіпний пристрій	
Начіпний пристрій	Шарнірно-важільний механізм з переобладнанням для навіски знарядь по дво- і трьохточковій схемах
Вантажопідйомність, кг	4000
Гідравлічна система начіпного пристрою	
Гідронасос	НШ-50А-3-Л лівого обертання
Привод гідронасосу	Шестеренний від дизеля і від коліс при буксируванні трактора
Теоретична продуктивність, л/хв	86
Тиск масла, МПа, номінальний / максимальний	18 / 20

Показники	ХТЗ-121
Силовий циліндр: кількість	2
тип	Ц100
діаметр поршня, мм	100
хід поршня, мм	250
Розподільник	Р80-3 клапанно-золотниковий

На тракторі ХТЗ-121 встановлено рядний чотирициліндровий двигун СМД-19Т.02 з двома рівнями потужності 120 і 145 к.с. Перший рівень використовується при роботі в тяговому режимі, другий – тягово-привідному [10].

Передній і задній навісний механізми, а також передній і задній вали відбору потужності забезпечують трактору ХТЗ-121 можливість агрегування у складі різноманітних комбінованих машино-тракторних агрегатів.

Важливою особливістю тракторів ХТЗ-121 є те [10], що в них конструктивно через пріоритетний клапан об'єднані система гідрооб'ємного рульового керування та гідравлічна навісна система. В гідросистемах такого типу (рис. 1.2) закладено принцип найменшої дії, згідно якому енергія, яку виробляє об'ємний насос, розподіляється між декількома споживачами (рульовим керуванням та навісними системами).

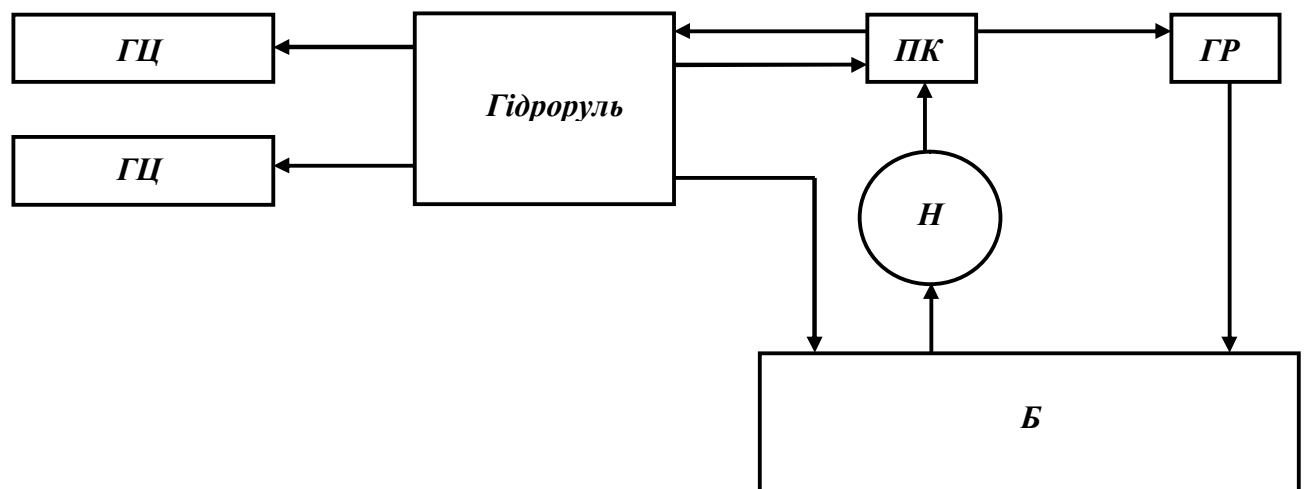


Рис. 1.2. Гідравлічна система трактора ХТЗ-121:

ГЦ – гідроциліндри поворотних коліс; *ПК* – пріоритетний клапан;
ГР – гідророзподільник навісної системи; *Н* – насос; *Б* – бак гідросистеми

При відсутності дії на рульове колесо потік робочої рідини від насоса *Н* через клапан *ПК* поступає в гідравлічний розподільник *ГР* навісної системи трактора. В протилежному випадку (тобто при наявності керуючого впливу) потік робочої рідини буде направлено в гідроциліндри *ГЦ* повороту передніх керованих коліс трактора. Аналіз режимів роботи таких гідроприводів показав, що у порівнянні з автономними, втрати енергії в них можуть бути знижені майже до 60% [10].

1.3. Обґрунтування об'єкта досліджень. Мета і задачі досліджень

Вивчення стану питання показує, що одним зі шляхів підвищення експлуатаційної ефективності трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідروоб'ємних передач. Використання модернізованих трансмісій забезпечує високу стабільність швидкісного режиму, що досить важливо для рівномірного завантаження робочих органів і якості технологічного процесу та дозволяє значно підвищити продуктивність трактора при одночасному поліпшенні завантаження двигуна і як наслідок зменшенні питомої витрати палива.

У цьому зв'язку **об'єктом дослідження** у виконуваний роботі є процеси, що відбуваються при роботі колісного трактора з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників.

Метою досліджень даної роботи є дослідження зміни тягово-енергетичних показників колісного трактора ХТЗ-121 з різними типами трансмісії.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику колісного трактора з механічною трансмісією.
2. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику колісного трактора з гідрооб'ємною трансмісією.
3. Проаналізувати теоретичні тягові характеристики колісного трактора з механічною і гідрооб'ємною трансмісіями.
4. Зробити розрахунок об'ємного гідроприводу ходової системи трактора з гідрооб'ємною трансмісією, розробити гідравлічну схему трансмісії, обґрунтувати та вибрати гідромашини і гідроагрегати.

1.4. Висновки по розділу

Вивчення стану питання показує, що одним зі шляхів підвищення експлуатаційної ефективності трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідрооб'ємних передач. Використання модернізованих трансмісій забезпечує високу стабільність швидкісного режиму, що досить важливо для рівномірного завантаження робочих органів і якості технологічного процесу та дозволяє значно підвищити продуктивність трактора при одночасному поліпшенні завантаження двигуна трактора і як наслідок зменшенні питомої витрати палива. У цьому зв'язку в роботі необхідно провести дослідження процесів, що відбуваються при роботі колісного трактора з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників.

РОЗДІЛ 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ХТЗ-121 З МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Метою тягового розрахунку трактора є визначення тягово-зчіпних, швидкісних і економічних якостей трактора при прямолінійному поступальному руху. Тяговий розрахунок трактора виконується для уточнення вагових параметрів трактора, швидкостей руху, що забезпечують трактору задані тягові якості і побудови теоретичної тягової характеристики трактора [1,18]. Розрахунки виконуємо для колісного трактора ХТЗ-121, технічна характеристика якого наведена в табл. 1.2.

2.1. Визначення вагових параметрів трактора

Максимальна експлуатаційна маса трактора визначається з умови забезпечення необхідної дотичної сили тяги з урахуванням компенсації зовнішніх втрат, що враховуються коефіцієнтом опору коченню [5,13,14].

Для колісного трактора m_{\max} , кг

$$m_{\max} = \frac{P_{крн1}}{(\varphi_k \cdot \lambda_k - f) \cdot g}, \quad (2.1)$$

де: $P_{крн1}$ – номінальна сила тяги на гаку, $P_{крн1} = 30000 \text{ Н}$;

φ_k – коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора, для колісних тракторів $\varphi_k = 0,7$;

λ_k – коефіцієнт навантаження ведучих коліс, $\lambda_k = 1$;

f – коефіцієнт опору коченню, для стерні $f = 0,1$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$m_{\max} = \frac{30000}{(0,65 \cdot 1 - 0,09) \cdot 9,81} = 5461 \text{ кг}.$$

Мінімальна експлуатаційна маса колісного трактора m_{\min} , кг

$$m_{\min} = (0,9 \dots 0,95) \cdot m_{\max}, \quad (2.2)$$

$$m_{\min} = 0,92 \cdot 5461 = 5024 \text{ кг}.$$

Маса баластових вантажів колісного трактора m_{δ} , кг

$$m_{\delta} = m_{\max} - m_{\min}, \quad (2.3)$$

$$m_{\delta} = 5461 - 5024 = 437 \text{ кг}.$$

2.2. Визначення номінальної потужності двигуна

Номінальна потужність двигуна N_n , кВт

$$N_n = \frac{(P_{крн1} + f \cdot m_{\max} \cdot g) \cdot V_{н1}}{3600 \cdot \eta_{тр} \cdot \chi_s} \quad (2.4)$$

де: $V_{н1}$ – нижча робоча швидкість, $V_{н1} = 15$ км/год;

η_{mp} – механічний ККД трансмісії, $\eta_{mp} = 0,9$;

χ_3 – коефіцієнт експлуатаційного навантаження двигуна, $\chi_3 = 0,85$.

$$N_n = \frac{(30000 + 0,09 \cdot 5461 \cdot 9,81) \cdot 10}{3600 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 126,44 \text{ кВт.}$$

2.3. Розрахунок регуляторної характеристики двигуна

Поточні значення потужності двигуна N_e , кВт

$$N_e = k_N \cdot N_n, \quad (2.5)$$

де: k_N – коефіцієнт, що залежить від співвідношення частот обертання $\frac{n}{n_n}$ двигуна;

n_n і n – відповідно номінальне і поточне значення частот обертання двигуна, хв^{-1} .

Номінальний крутний момент двигуна M_n , Н·м

$$M_n = 9550 \cdot \frac{N_n}{n_n}, \quad (2.6)$$

$$M_n = 9550 \cdot \frac{126,44}{1850} = 652,7 \text{ Н·м.}$$

Поточні значення крутного моменту M_d , Н·м

$$M_d = k_M \cdot M_n, \quad (2.7)$$

де: k_M – коефіцієнт, що залежить від співвідношення частот.

Номінальна годинна витрата палива G_{Tn} , кг/год.

$$G_{Tn} = 10^{-3} \cdot g_{en} \cdot N_n, \quad (2.8)$$

де: g_{en} – номінальна питома витрата палива (за прототипом), г/кВт·год.

$$G_{Tn} = 10^{-3} \cdot 172 \cdot 126,44 = 21,75 \text{ кг/год.}$$

Годинна витрата палива на холостому ходу G_{Tx} , кг/год.

$$G_{Tx} = (0,25 \dots 0,3) \cdot G_{Tn}, \quad (2.9)$$

$$G_{Tx} = 0,25 \cdot 21,75 = 5,44 \text{ кг/год.}$$

Поточні значення годинної витрати палива G_T

$$G_T = k_G \cdot G_{Tn}, \quad (2.10)$$

де: k_G – коефіцієнт, що залежить від співвідношення частот.

Максимальна частота обертання двигуна на холостому ходу n_x , хв^{-1} .

$$n_x = n_n \cdot \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p}, \quad (2.11)$$

де: δ_p – ступінь нерівномірності роботи регулятора, $\delta_p = 0,06...0,08$.

$$n_x = 1850 \cdot \frac{2 + 0,06}{2 + 0,06} = 1964 \text{ хв}^{-1}.$$

Результати розрахунку регуляторної характеристики двигуна зводяться в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1

Параметри регуляторної характеристики двигуна

Співвідношення частот n/n_n	$0,5 \cdot n_n$	$0,6 \cdot n_n$	$0,7 \cdot n_n$	$0,8 \cdot n_n$	$0,9 \cdot n_n$	$1,0 \cdot n_n$	х.х.
Частота обертання вала двигуна n , хв^{-1}	925	1110	1295	1480	1665	1850	1964
Потужність двигуна ефективна N_e , кВт	67,01	84,71	98,62	110	120,12	126,44	–
Крутний момент M_d , Н·м	691,86	724,5	717,97	711,44	691,86	652,7	–
Годинна витрата палива G_T , кг/год	13,49	15,88	17,84	19,36	20,66	21,75	5,44

За значеннями таблиці 2.2 будується регуляторна характеристика двигуна (рис. 2.1).

2.4. Визначення швидкостей руху трактора і тягових зусиль

Для кожного класу трактора існує визначений діапазон тягових навантажень δ_m , утворюваний агрегатуємими сільськогосподарськими машинами. Для забезпечення економічної роботи трактора у всьому діапазоні тягових навантажень необхідно змінювати передаточне число трансмісії таким чином, щоб при різноманітних значеннях дотичної сили на рушях крутний момент на валу двигуна був у зоні мінімальних питомих витрат палива. Крутні моменти двигуна змінюються в однакових межах при роботі трактора на всіх передачах, якщо робочі швидкості підбираються за принципом геометричної прогресії [18].

Знаменник геометричної прогресії q визначається з рівняння

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{P_{крn1} + f \cdot m_{\max} \cdot g}{P_{крn1} + f \cdot m_{\min} \cdot g}}, \quad (2.12)$$

де: δ_m – тяговий діапазон трактора, $\delta_m = 2,0$;

z – число основних робочих передач, $z = 4$.

$$q = \sqrt[4-1]{\frac{30000 + 0,09 \cdot 5461 \cdot 9,81}{\frac{30000}{2,0} + 0,09 \cdot 5024 \cdot 9,81}} = 1,21$$

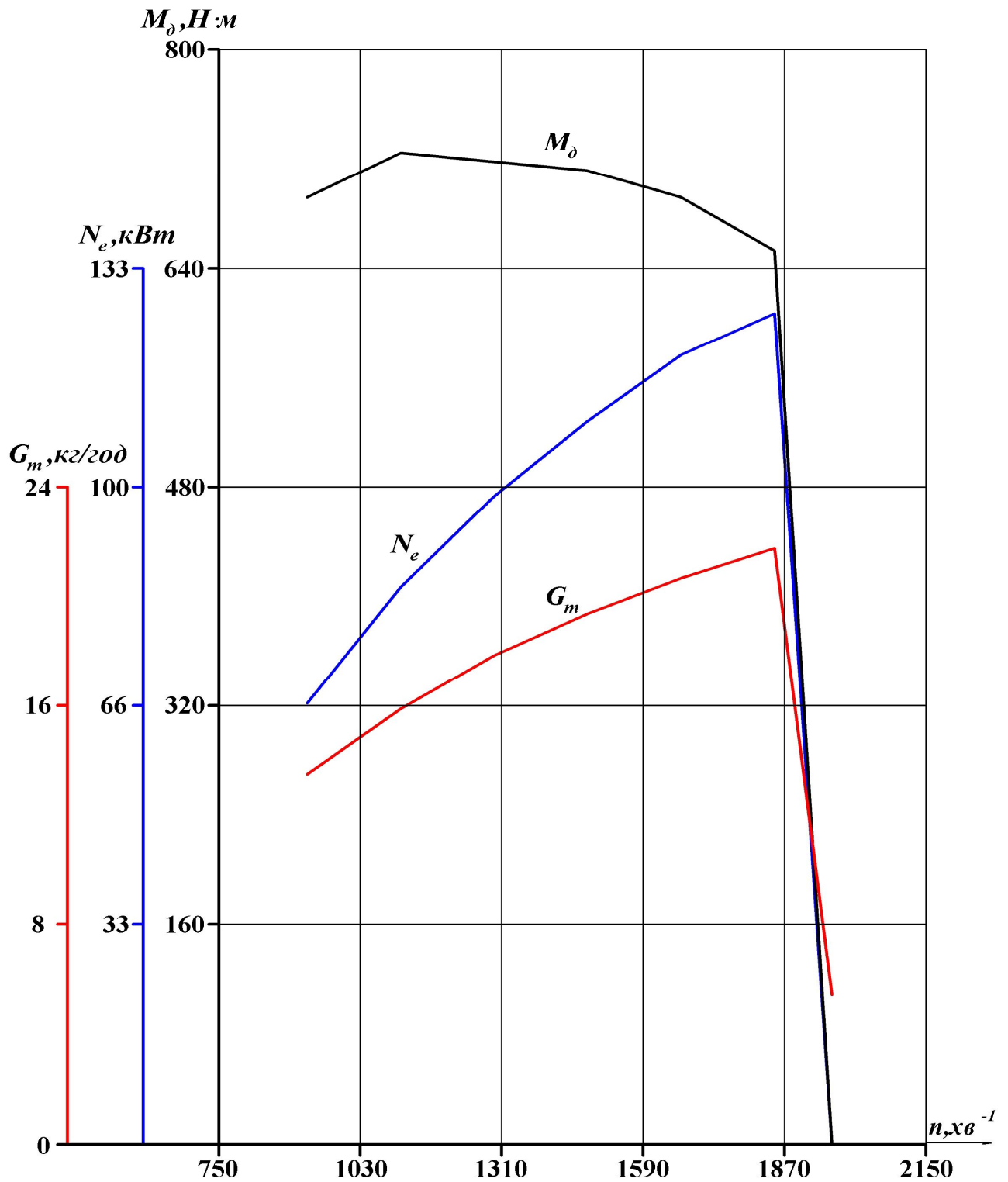


Рис. 2.1. Регуляторна характеристика двигуна

Робочі швидкості руху по передачах V_{i_i} , $\text{км}/\text{год}$.

$$V_{n_2} = V_{n_1} \cdot q; \quad V_{n_3} = V_{n_1} \cdot q^2; \quad V_{n_4} = V_{n_1} \cdot q^3; \quad (2.13)$$

Радіус кочення ведучих коліс r_k визначається з рівняння

$$r_k = 0,0254 \cdot \left(\frac{d}{2} + k \cdot B \right), \quad (2.14)$$

де d і B – відповідно діаметр ободу і ширина профілю шини в дюймах за прототипом;

k – коефіцієнт усадки шин; $k = 0,82$.

$$r_k = 0,0254 \cdot \left(\frac{38}{2} + 0,82 \cdot 16,9 \right) = 0,835 \text{ м.}$$

Передаточне число трансмісії i_{mp_i} :

$$i_{mp_1} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_n}{V_{n_1}}, \quad (2.15)$$

$$i_{mp_1} = 0,377 \cdot 0,835 \cdot 1850 / 10 = 58,24.$$

$$i_{mp_2} = i_{mp_1} / q; \quad i_{mp_3} = i_{mp_1} / q^2; \quad i_{mp_4} = i_{mp_1} / q^3; \quad (2.16)$$

Номінальна дотична сила тяги по передачах $P_{к_{ni}}$, H

$$P_{к_{ni}} = \frac{M_n \cdot i_{mp_i} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.17)$$

де: M_n – номінальний крутний момент двигуна, $H \cdot м$.

Максимальна дотична сила тяги по передачах $P_{к_{max}}$, H

$$P_{к_{max_i}} = \frac{M_{max} \cdot i_{mp_i} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.18)$$

де: M_{max} – максимальний крутний момент двигуна, $H \cdot м$

Сила опору коченню P_f , H

$$P_f = f \cdot m_{max} \cdot g \quad (2.19)$$

де: f – коефіцієнт опору коченню,

g – прискорення вільного падіння.

$$P_f = 0,09 \cdot 5461 \cdot 9,81 = 4821,52 \text{ Н.}$$

Номінальна сила тяги на гаку по передачах $P_{кр_{ni}}$, H

$$P_{кр_{ni}} = P_{к_{ni}} - P_f \quad (2.20)$$

Максимальна дотична сила тяги по передачах $P_{кр_{max}}$, H

$$P_{кр_{max_i}} = P_{к_{max_i}} - P_f \quad (2.21)$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 2.2.

2.5. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією

Тягова характеристика розраховується для усіх робочих передач. Складається з двох квадрантів. У верхньому квадранті розміщені основні параметри,

що характеризують тягово-економічні якості трактора, у нижньому квадранті (допоміжному) - розташовується регуляторна характеристика двигуна.

Таблиця 2.2

Параметри тягового розрахунку

Параметри	Передача			
	1	2	3	4
Швидкість руху V_n , км/год	10	12,1	14,64	17,72
Передаточне число трансмісії i_{mp}	58,24	48,13	39,78	32,87
Номінальна дотична сила тяги $P_{кн}$, Н	40972,36	33859,89	27985,59	23124,34
Максимальна дотична сила $P_{кmax}$, Н	45479,51	37584,63	31064,13	25668,12
Номінальна сила тяги на гаку $P_{крн}$, Н	36150,84	29038,37	23164,07	18302,82
Максимальна сила тяги на гаку $P_{крmax}$, Н	40657,99	32763,11	26242,61	20846,6

Загальною віссю абсцис, що розділяє обидва квадранти, є координатна вісь тягового зусилля на кривоку. Початок координат верхнього квадранта точка O , нижнього – O' . Точка O' усунута щодо точки O на розмір сили P_f опору коєнню в обраному масштабі тягового зусилля.

Праворуч від точки O відкладаються взяті з таблиці 2.2 розміри тягових зусиль на кривоку: номінальні $P_{крнi}$ і максимальні $P_{крmaxi}$ для всіх передач. Через отримані точки на осі абсцис проводяться тонкі допоміжні вертикальні лінії через обидва квадранти й у нижньому будується регуляторна характеристика, яка являє собою пучки кривих N_e , G_m , n . Центр кривих N_e знаходиться в точці O' , центр кривих G_m відстоїть від точки O' на розмір G_{mx} , центр кривих n відповідає максимальній частоті обертання вала двигуна на холостому ході n_x .

Відповідно до обраного масштабу для n , G_m , і N_e по осі ординат відкладаються номінальні значення цих розмірів і проводяться тонкі допоміжні горизонтальні лінії до перетинання з раніше проведеними вертикальними лініями відповідними номінальним кривковим зусиллям $P_{крнi}$ по передачах. Отримані точки перетинання з'єднуються відповідно з точками n , G_m , N_e , по осі ординат відкладаються їхні значення відповідно максимальному крутному моменту двигуна M_{dmax} (табл. 2.2) і проводяться тонкі допоміжні горизонтальні лінії до перетинання з раніш проведеними вертикальними лініями, що відповідають максимальним кривковим зусиллям $P_{крmaxi}$ по передачах. Отримані точки перетинання з'єднуються з раніше отриманими точками довільними кривими.

Коефіцієнт буксування рушіїв δ_i .

Для колісного трактора

$$\delta_i = \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_{кр_i}}{P_{кр. \max i}}} \right)^2 \cdot \delta_{\max} \quad (2.22)$$

де: $\delta_{\max} = 0,2$ – для колісного трактора.

$$\delta_2 = \left(1 - \sqrt{1 - \frac{7000}{40657,99}} \right)^2 \cdot 0,2 = 0,0016.$$

Дійсна швидкість руху трактора по передачах V_{∂_i} , км/год.

$$V_{\partial_i} = 0,377 \cdot \frac{r_3 \cdot n_i}{i_{mp_i}} \cdot (1 - \delta_i) \quad (2.23)$$

де: n_i , i_{mp_i} , δ_i – поточні значення відповідно обертів, буксування і передатних чисел трансмісії (табл. 2.4).

$$V_{\partial_2} = 0,377 \cdot \frac{0,835 \cdot 1931,11}{58,24} \cdot (1 - 0,0016) = 10,42 \text{ км/год.}$$

Тягова потужність трактора по передачах $N_{кр_i}$, кВт

$$N_{кр_i} = \frac{P_{кр_i} \cdot V_{\partial_i}}{3600} \quad (2.24)$$

$$N_{кр_2} = \frac{7000 \cdot 10,42}{3600} = 20,26 \text{ кВт.}$$

Тяговий ККД трактора (розраховується для першої передачі) $\eta_{тяг}$

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр_i}}{N_{e_i}} \quad (2.25)$$

де: N_{e_i} – поточні значення ефективної потужності двигуна, кВт

$$\eta_{тяг_2} = \frac{20,26}{10,42} = 0,555.$$

Питома витрата палива $g_{кр_i}$, г/кВт·год

$$g_{кр_i} = 10^3 \cdot \frac{G_{m_i}}{N_{кр_i}}, \quad (2.26)$$

де: G_{m_i} – поточні значення годинної витрати палива, кг/год.

$$g_{кр_2} = \frac{6,28 \cdot 1000}{20,26} = 309,7 \text{ г/кВт·год.}$$

Значення розмірів n_i , G_{m_i} , N_{e_i} визначаються графічно по регуляторної характеристики (нижній квадрант рис. 2.2).

Результати розрахунку тягової характеристики зводяться в таблицю 2.3. На підставі даних таблиці 2.3 будується теоретична тягова характеристика трактора (рис. 2.2).

Таблиця 2.3

Параметри теоретичної тягової характеристики
колісного трактора ХТЗ-121

Частота обертання $n, \text{хв}^{-1}$	Тягове зусилля на гаку $P_{кр},$ H	Буксування рушійв δ	Швидкість дійсна $V_d, \text{км/год}$	Потужність тягова $N_{кр},$ кВт	Потуж- ність ефект. $N_e,$ кВт	Годинна витрата палива $G_T,$ кг/год	Питома витрата палива $g_{кр},$ $\text{г/кВт}\cdot\text{год}$	Тяговий ККД $\eta_{тяг}$
1 передача								
1950,58	0	0	10,54	0	14,88	2,56	∞	0
1931,11	7000	0,0016	10,42	20,26	36,48	6,28	309,7	0,555
1911,63	14000	0,0072	10,26	39,89	58,08	9,99	250,5	0,687
1889,37	22000	0,0208	10	61,11	82,77	14,24	233	0,738
1869,9	29000	0,0432	9,67	77,9	104,37	17,95	230,5	0,746
1850	36150,84	0,089	9,11	91,48	126,44	21,75	237,8	0,723
1110	40657,99	0,2	4,8	54,21	84,71	15,88	292,9	0,64
2 передача								
1947,77	0	0	12,74	0	18	3,1	∞	-
1927,57	6000	0,0019	12,58	20,97	40,41	6,95	331,4	-
1907,37	12000	0,0083	12,37	41,24	62,82	10,81	262	-
1890,53	17000	0,0188	12,13	57,29	81,49	14,02	244,7	-
1870,33	23000	0,0412	11,73	74,93	103,89	17,87	238,5	-
1850	29038,37	0,0879	11,04	89,02	126,44	21,75	244,3	-
1110	32763,11	0,2	5,81	52,86	84,71	15,88	300,4	-
3 передача								
1944,36	0	0	15,39	0	21,78	3,75	∞	-
1925,62	4600	0,0017	15,21	19,44	42,57	7,32	376,7	-
1906,48	9300	0,0077	14,97	38,67	63,8	10,98	283,8	-
1887,74	13900	0,0197	14,64	56,54	84,58	14,55	257,3	-
1869	18500	0,0417	14,17	72,83	105,37	18,13	248,9	-
1850	23164,07	0,0865	13,37	86,05	126,44	21,75	252,7	-
1110	26242,61	0,2	7,03	51,22	84,71	15,88	310	-
4 передача								
1942,59	0	0	18,6	0	26,36	4,53	∞	-
1926,15	3700	0,0017	18,41	18,93	46,59	8,02	423,5	-
1910,16	7300	0,0075	18,16	36,82	66,28	11,4	309,7	-
1893,73	11000	0,0196	17,78	54,33	86,51	14,88	273,9	-
1877,74	14600	0,041	17,25	69,94	106,19	18,27	261,2	-
1850	18302,82	0,0847	16,22	82,45	126,44	21,75	263,8	-
1110	20846,6	0,2	8,5	49,25	84,71	15,88	322,5	-

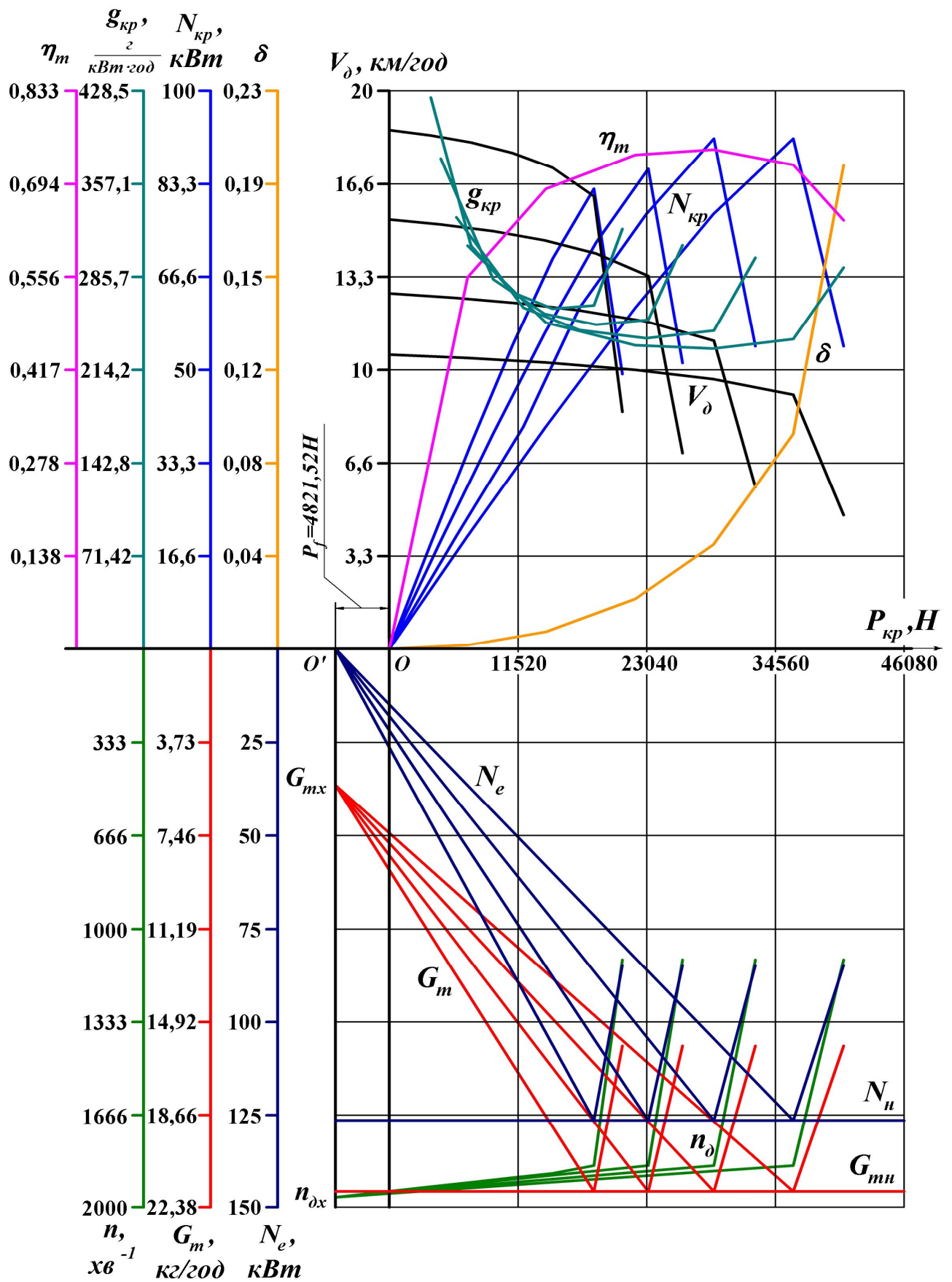


Рис. 2.2. Теоретична тягова характеристика трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією

2.6. Аналіз тягової характеристики колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією

Тягову характеристику трактора використовують при комплектуванні машинно-тракторного агрегату для з'ясування яка з марок тракторів є краща, на якій передачі повинний працювати трактор при виконанні різноманітних операцій по обробленню сільськогосподарських культур і на якому з можливих варіантів виконання операції варто зупинитися. Основними критеріями, при рішенні даних питань, є: необхідна тягова потужність трактора і витрата палива на одиницю виконаної роботи. При цьому враховується також швидкість прямування трактора, вплив на ґрунт його ходової частини і завантаження двигуна. Для визначення цих параметрів і використовують тягову характеристику трактора.

2.7. Висновки по розділу

В результаті проведеного тягового розрахунку трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією були уточнені вагові параметри трактора, потужність двигуна, розрахована і побудована регуляторна характеристика двигуна, визначені швидкості прямування, зміна кривої потужності двигуна, питомої витрати палива, тяговий ККД, коефіцієнт буксування та тягові зусилля. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика колісного трактора з механічною трансмісією, яка дозволяє при комплектуванні машинно-тракторного агрегату визначити на якій передачі повинний працювати трактор при виконанні різноманітних операцій по обробленню сільськогосподарських культур і на якому з можливих варіантів виконання операції варто зупинитися. Основними критеріями, при рішенні даних питань, є: необхідна тягова потужність трактора і витрата палива на одиницю виконаної роботи, при врахуванні швидкості прямування трактора, впливу на ґрунт його ходової частини і завантаження двигуна.

РОЗДІЛ 3

ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОЛІСНОГО ТРАКТОР ХТЗ-121 З ГІДРООБ'ЄМНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Метою тягового розрахунку трактора з гідрооб'ємною трансмісією є визначення тягово-швидкісних показників трактора з гідрооб'ємною трансмісією, визначення параметрів гідравлічних машин при прямолінійному поступальному прямованні.

При проведенні тягового розрахунку трактора з гідрооб'ємною трансмісією визначають параметри гідромашин (насосів, гідромоторів): потужність насосів, їх кількість і подачу, сумарний робочий об'єм гідромоторів, перепад тиску гідромотора при виконанні транспортних робіт трактора, зусилля на гаку трактора, частоту обертання і діапазони швидкостей при різноманітних режимах роботи [18].

3.1. Визначення параметрів гідромашин

Установочна потужність насосів визначається з рівняння

$$N_{уст} = N_n \cdot \delta_T, \text{ кВт} \quad (3.1)$$

де: N_n - номінальна потужність двигуна трактора, $N_n = 126,44 \text{ кВт}$;

δ_T - тяговий діапазон.

$$N_{уст} = 126,44 \cdot 2 = 252,88 \text{ кВт}.$$

Кількість насосів визначається з рівняння:

$$Z_n = \frac{N_{уст}}{N_n} \quad (3.2)$$

де: N_n - номінальна потужність насосу, кВт .

$$\text{Приймаємо } N_n = 75 \text{ кВт}$$

$$Z_n = 252,88 / 75 = 3,37.$$

Приймаємо $Z_n = 4 \text{ шт}$.

Сумарний об'єм гідромоторів визначається з рівняння

$$\sum q_m = \frac{(P_{кр\max} + P_f) \cdot r_k}{0,159 \cdot \Delta p_{\max} \cdot \eta_m}, \text{ см}^3 \quad (3.3)$$

де: $P_{кр\max}$ - максимальне зусилля на кріюку трактора на нижчій передачі,

$$P_{кр\max} = 40657,99 \text{ Н};$$

$$P_f - \text{сила опору коченню, } P_f = 4821,52 \text{ Н};$$

$$r_k - \text{радіус колеса, } r_k = 0,835 \text{ м};$$

Δp_{\max} - перепад тиску, МПа . Приймаємо $\Delta p_{\max} = 32 \text{ МПа}$, що дорівнює максимальному тиску насоса.

$$\eta_m = 0,9 \text{ – втрати на тертя у гідромоторі.}$$

$$\sum V_m = \frac{(40657,99 + 4821,52) \cdot 0,835}{0,159 \cdot 32 \cdot 0,9} = 8293 \text{ см}^3$$

3.2. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики трактора з гідроб'ємною трансмісією

Визначення перепаду тиску при виконанні транспортних робіт, МПа:

$$\Delta p_{mp} = \frac{f_{mp} \cdot (m_{\min} + m_{np} + m_{zp}) \cdot g \cdot r_k}{0,159 \cdot \eta_m \cdot \sum q_m}, \quad (3.5)$$

де f_{mp} - коефіцієнт опору коченню при виконанні транспортних робіт на ґрунтовій сухій дорозі, $f_{mp} = 0,05$;

m_{\min} - мінімальна маса трактора, $m_{\min} = 5024 \text{ кг}$;

m_{np} , m_{zp} - маса причепа і вантажу, $m_{np} = 4600 \text{ кг}$, $m_{zp} = 9000 \text{ кг}$, відповідно.

$$\Delta p_{mp} = \frac{0,05 \cdot (5024 + 9000 + 4600) \cdot 9,81 \cdot 0,835}{0,159 \cdot 8293 \cdot 0,9} = 6,4 \text{ МПа.}$$

Визначення кривокутового зусилля трактора при виконанні транспортних робіт, Н

$$P_{кр.тр} = \frac{0,159 \cdot \Delta p_{mp} \cdot \sum q_m \cdot \eta_m}{r_k} - P_f \quad (3.6)$$

$$P_{кр.тр} = \frac{0,159 \cdot 6,4 \cdot 8293 \cdot 0,9}{0,835} - 4821,52 = 4274 \text{ Н.}$$

Визначення поточного перепаду тиску на гідромоторі, МПа:

$$\Delta p_i = \frac{(P_{кр_i} + P_f) \cdot r_k}{0,159 \cdot \sum V_m \cdot \eta_m} \quad (3.4)$$

Визначення поточної подачі насоса, л/хв.

$$Q_{ni} = \frac{60 \cdot N_e}{\Delta p_i \cdot \eta_n} \cdot \eta_{np}, \quad (3.7)$$

де: N_e - потужність двигуна трактора, кВт;

η_n - ККД насоса, $\eta_n = 0,9$;

η_{np} - ККД привода, $\eta_{np} = 0,98$.

Визначення поточної частоти обертання валу гідромотора

$$n_{ki} = 10^3 \frac{Q_{ni}}{\sum q_m} \cdot \eta_{об}, \quad (3.8)$$

де: $\eta_{об}$ – об'ємні втрати гідромотора, $\eta_{об} = 0,95$.

Визначення поточної швидкості руху трактора, км/год.

$$V_i = 0,377 \cdot r_k \cdot n_{k_i}, \quad (3.9)$$

Визначення коефіцієнту буксування трактора

$$\delta_i = \left(1 - \sqrt{1 - \frac{P_{кр_i}}{P_{кр.маx}}} \right)^2 \cdot \delta_{маx} \quad (3.10)$$

де: $\delta_{маx} = 0,2$ – для гусеничного трактора.

Визначення дійсної швидкості руху трактора, км/год.

$$V_{\delta_i} = V_i \cdot (1 - \delta_i) \quad (3.11)$$

Визначення тягової потужності трактора, кВт

$$N_{кр_i} = \frac{P_{кр_i} \cdot V_{\delta_i}}{3600} \quad (3.12)$$

Визначення тягового ККД

$$\eta_{тяг_i} = \frac{N_{кр_i}}{N_e} \quad (3.13)$$

Результати розрахунків зносяться у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Параметри тягової характеристики трактора ХТЗ-121
з гідроб'ємною трансмісією

Тягове зусилля на кріюку $P_{кр}, Н$	Перепад тиску $\Delta p_i, МПа$	Подача насоса $Q_n, л/хв$	Частота обертання колеса, $n_{k_i}, хв^{-1}$	Дійсна швидкість руху трактора $V_{\delta_i}, км/г$	Тягова потужність трактора, $N_{кр_i}, кВт$	Буксування δ_i	Тяговий ККД $\eta_{тяг_i}$
0	3,392	1290,7	147,9	46,6	0	0	0
4274	6,4	1290,7	147,9	46,6	55,3	0,001	0,44
12200	12	688,4	78,9	24,7	83,7	0,005	0,66
20200	17,6	469,4	53,8	16,6	93,1	0,017	0,74
28200	23,2	356,1	40,8	12,3	96,4	0,04	0,76
36150,84	28,8	286,8	32,9	9,5	95,4	0,089	0,75
40657,99	32	258,1	29,6	7,4	83,6	0,2	0,66

За даними табл. 3.1 будується теоретична тягова характеристика трактора з гідроб'ємною трансмісією (рис. 3.1).

3.3. Аналіз тягової характеристики колісного трактора ХТЗ серії 170 з гідроб'ємною трансмісією

В результаті проведеного тягового розрахунку колісного трактора ХТЗ-121 з гідроб'ємною трансмісією були визначені параметри насосів та гідромоторів, визначені тягово-швидкісні показники трактора. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика.

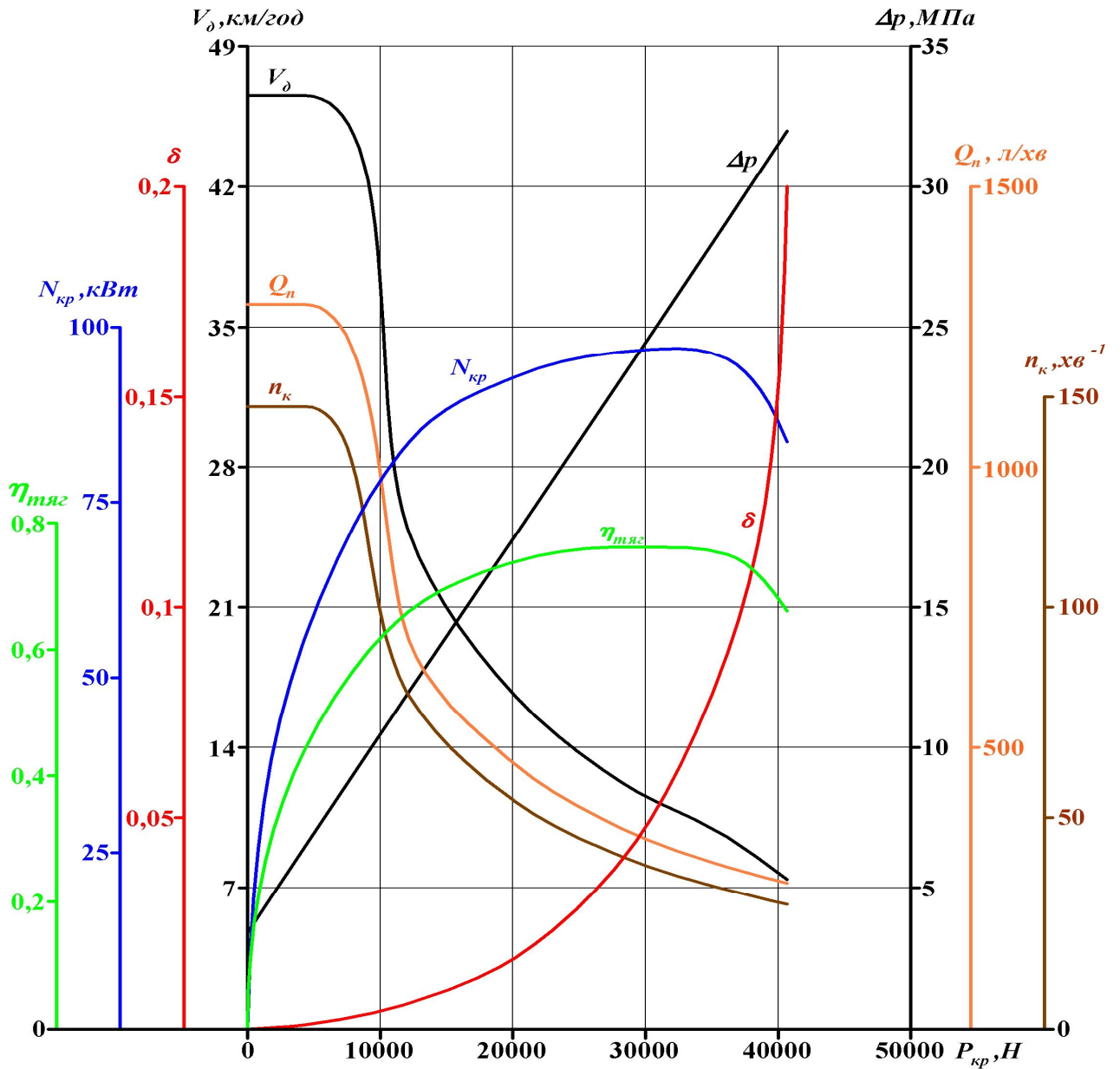


Рис. 3.1. Теоретична тягова характеристика колісного трактора ХТЗ-121 з гідروб'ємною трансмісією

Порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик колісного трактора ХТЗ-121 з механічною та гідروб'ємною трансмісіями показав (рис.3.2), що рух трактора із крюковим зусиллям $P_{кр_i}$ у діапазоні $P_{кр_2} < P_{кр_i} < P_{кр_1}$ при ступінчастій трансмісії може здійснюватися тільки зі швидкістю V_1 . Отже, чим менше різниця між $P_{кр_i}$ і $P_{кр_2}$, тим у гірших швидкісних умовах працює трактор. Аналогічна картина спостерігається і у діапазонах $P_{кр_3} < P_{кр_i} < P_{кр_2}$ та $P_{кр_4} < P_{кр_i} < P_{кр_2}$.

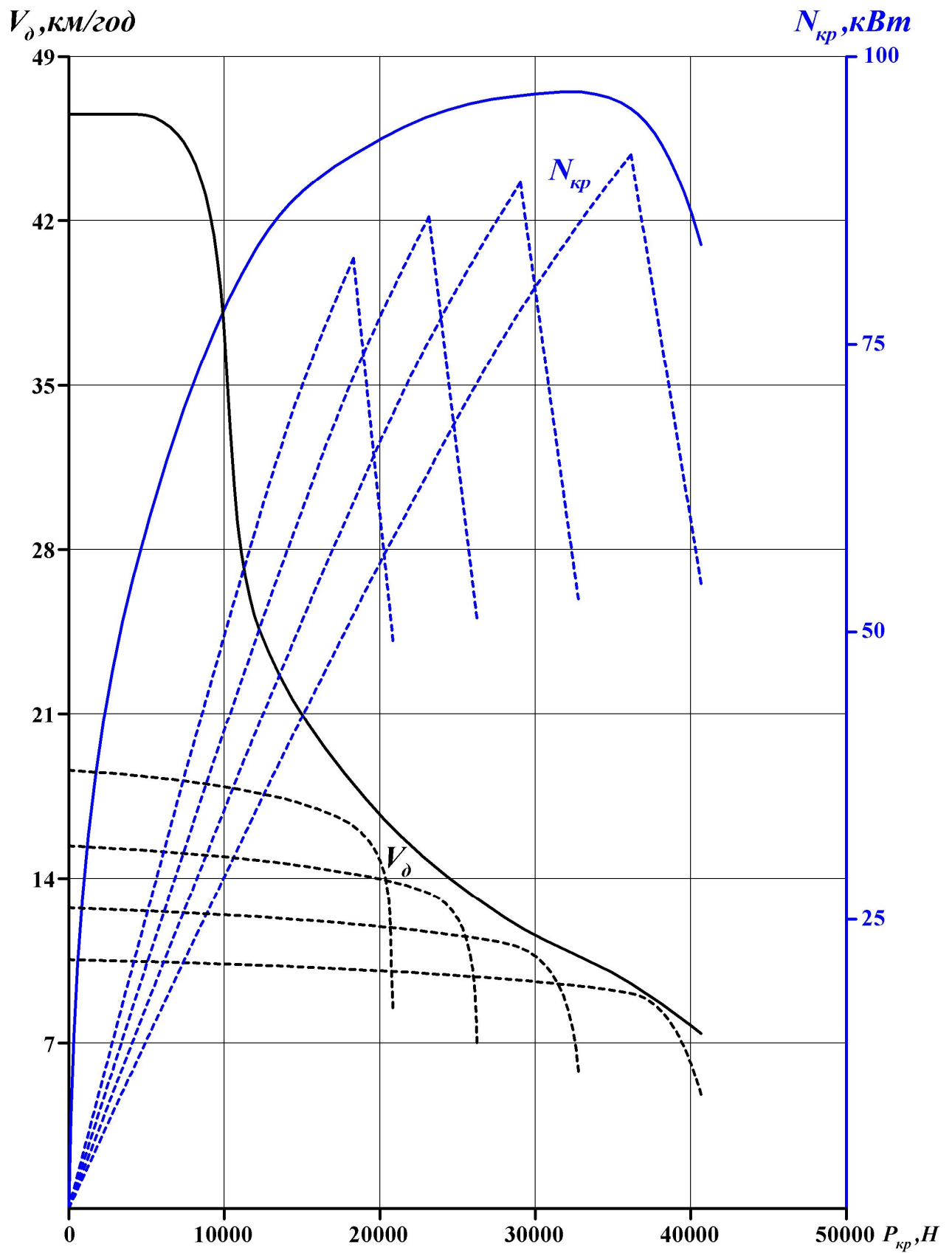


Рис. 3.2. Порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик колісного трактора ХТЗ-121 з механічною та гідروб'ємною трансмісіями

Таким чином, можна констатувати, що трактор з механічною трансмісією може рухатися на максимально можливих швидкостях і з максимальною потужністю тільки при трьох конкретних значеннях крюкового зусилля $P_{кр}$. Тому що діапазон робіт, що виконуються трактором, не можна обмежити тільки цими значеннями навантаження на крюку, виникає гостра необхідність застосування гідроприводу ходової системи. Наведені залежності тягової потужності $N_{кр}$, дійсної швидкості трактора V_0 та крюкового зусилля $P_{кр}$ підтверджують, що при будь-якому значенні $P_{кр}$ трактор використовується з максимально можливими значеннями тягової потужності і швидкості трактора. Отже, продуктивність трактора з гідрооб'ємною трансмісією вище.

3.4. Висновки по розділу

В результаті проведеного тягового розрахунку колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією були визначені параметри насосів та гідромоторів, визначені тягово-швидкісні показники трактора. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика трактора з гідрооб'ємною трансмісією та проведено порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик колісного трактора ХТЗ-121 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями. Аналіз показав, що трактор з механічною трансмісією може рухатися на максимально можливих швидкостях і з максимальною потужністю тільки при трьох конкретних значеннях крюкового зусилля. Тому що діапазон робіт, що виконуються трактором, не можна обмежити тільки цими значеннями навантаження на гаку, виникає гостра необхідність застосування гідроприводу ходової системи трактора. Наведені залежності тягової потужності, дійсної швидкості трактора та крюкового зусилля підтверджують, що при будь-якому значенні тягового зусилля на гаку трактор використовується з максимально можливими потужністю і швидкістю. Отже, продуктивність трактора з гідрооб'ємним приводом ходової системи значно вище ніж з механічною трансмісією.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Вивчення стану питання показує, що одним зі шляхів підвищення експлуатаційної ефективності трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідروоб'ємних передач. Використання модернізованих трансмісій забезпечує високу стабільність швидкісного режиму, що досить важливо для рівномірного завантаження робочих органів і якості технологічного процесу та дозволяє значно підвищити продуктивність трактора при одночасному поліпшенні завантаження двигуна трактора і як наслідок зменшенні питомої витрати палива. У цьому зв'язку в роботі необхідно провести дослідження процесів, що відбуваються при роботі колісного трактора з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників.

2. В результаті проведеного тягового розрахунку колісного трактора ХТЗ-121 з механічною трансмісією були уточнені вагові параметри трактора, потужність двигуна, розрахована і побудована регуляторна характеристика двигуна, визначені швидкості прямування, зміна кривої потужності двигуна, питомої витрати палива, тяговий ККД, коефіцієнт буксування та тягові зусилля. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика колісного трактора ХТЗ з механічною трансмісією та зроблено її аналіз.

3. В результаті проведеного тягового розрахунку колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією були визначені параметри насосів та гідромоторів, визначені тягово-швидкісні показники трактора. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика колісного трактора ХТЗ-121 з гідрооб'ємною трансмісією.

4. Порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик колісного трактора ХТЗ-121 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями показав, що трактор з механічною трансмісією може рухатися на максимально можливих швидкостях і з максимальною потужністю тільки при трьох конкретних значеннях кривої зусилля. Тому що діапазон робіт, що виконуються трактором, не можна обмежити тільки цими значеннями навантаження на гаку, виникає гостра необхідність застосування гідроприводу ходової системи трактора. Наведені залежності тягової потужності, дійсної швидкості трактора та кривої зусилля підтверджують, що при будь-якому значенні тягового зусилля на гаку трактор використовується з максимально можливими потужністю і швидкістю. Отже, продуктивність трактора з гідрооб'ємним приводом ходової системи значно вище ніж з механічною трансмісією.

5. Використання гідроприводу ходової системи колісного трактора ХТЗ-121 дозволить отримати: безступінчасте регулювання швидкості робочого органу в широких межах; простоту перетворення обертового руху у зворотно-поступальний, і навпаки; можливість швидкого та частого реверсування із плавним гальмуванням і розгоном; легкість автоматизації керування і захисту; самозмащування робочих елементів гідрообладнання; велику питома енергоємність; можливість широкої уніфікації та стандартизації гідроагрегатів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора.— М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
2. Будущее трансмиссий сельскохозяйственных тракторов за бесступенчатыми передачами: Отчет/ НАТИ; М.Я.Мининзон. – М., 1999. –136 с.
3. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І. Нова мобільна сільськогосподарська техніка. – Ніжин, 1999. – 264 с.
4. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І. Трактори і автомобілі: Підручник. – К.: Урожай. – 2002. – 324 с.
5. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. – К.: Врожай, 1994.
6. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д.Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. 368 с.: іл.
7. Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с.; іл.
8. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки: Підручник: У 3 кн. /А.Ф. Головчук, В.Ф. Орлов, О.П. Строков; За ред. А.Ф. Головчука. – К.: Грамота. – 2003. – Кн. 1: Трактори. – 336 с.: іл.
9. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств: Учебное пособие / Минсельхозпрод России. – М., 1992. – 154с.
10. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навчальний посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – Мелітополь, 2005. – 337 с., іл.
11. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: Учеб. пособ. / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан, З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.
12. Рославцев А.В. Колесные тракторы класса 3: улучшение тягово-сцепных и эксплуатационно-технологических качеств // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992, №8.
13. Скотников В.А. і ін. Основи теорії і розрахунку тракторів і автомобілів. – М.: Агропромиздат, 1986.
14. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчёт/ Под ред. И.П. Ксеновича. М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
15. Тракторы и автомобили: учебник / В.М. Котиков, А.В. Ерхов. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 416 с.
16. Тодоров П.П. і ін. Перспективи розвитку вітчизняного тракторобудування на Харківському тракторному заводі // Вісті Академії інженерних наук України, 1999, №1 (10).
17. Эксплуатация гидравлического оборудования: Учеб. пособ. / З.Л. Финкельштейн. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – 123 с.
18. Методичні вказівки до виконання курсової роботи «Тяговий розрахунок трактора з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями». – Мелітополь: ТДАТУ. – 2017. – 24 с.