

Форма № Н-9.02

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мехатронні системи та транспортні  
технології

проф. \_\_\_\_\_ Анатолій ПАНЧЕНКО

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2021 року

**Пояснювальна записка**

до дипломної роботи

здобувача ступеня вищої освіти «Магістр»

(ступінь вищої освіти)

на тему:

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ  
ГУСЕНИЧНИХ ТРАКТОРІВ ХТЗ СЕРІЇ 180  
З МЕХАНІЧНОЮ ТА ГІДРООБ'ЄМНОЮ ТРАНСМІСІЯМИ  
ПРИ РОБОТІ ТРАКТОРА НА СТЕРНІ**

***ЗІМСД.059.000000ПЗ***

Виконав: здобувач ВО 2 курсу 22 МБ АІ групи

Спеціальності 208 Агроінженерія \_\_\_\_\_

за ОПІ Агроінженерія \_\_\_\_\_

(цифри і назва спеціальності та ОПІ)

\_\_\_\_\_ Кирило ЧУБАР

Керівник професор

Консультант професор

Нормоконтроль ст. викл.

Рецензент

Мелітополь – 2021 рік

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається з пояснювальної записки, яка виконана на 79 сторінках та 7 аркушів графічних робіт. Пояснювальна записка містить 5 розділів, 9 рисунків, 8 таблиць, 25 джерел технічної та спеціальної літератури.

Робота присвячена порівнянню типів трансмісій гусеничних тракторів ХТЗ серії 180 на стерні шляхом модернізації їх ходових систем за допомогою використання гідрооб'ємних передач.

В роботі проведено тяговий розрахунок трактора ХТЗ серії 180 з гусеничними рушіями і механічною трансмісією при прямолінійному поступальному русі на стерні. При проведенні тягового розрахунку визначено вагу трактора і потужність двигуна, моменти, що підводяться до ведучих зірочок, коефіцієнти корисної дії, діапазони швидкостей руху і відповідне передаточне число трансмісії та питомі витрати палива; розраховано і побудовано його теоретичну тягову характеристику та зроблено аналіз тягово-енергетичних показників гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною трансмісією.

Також в роботі проведено тяговий розрахунок трактора ХТЗ серії 180 з гусеничними рушіями та гідрооб'ємною трансмісією при прямолінійному поступальному русі на стерні; розраховано і побудовано теоретичну тягову характеристику трактора та зроблено аналіз тягово-енергетичних показників гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з гідрооб'ємною трансмісією; розраховано гідропривод ходової системи, розроблено гідравлічну схему трансмісії, обґрунтовано та вибрано гідромашини і гідроагрегати.

Багато уваги в роботі приділено охороні праці та безпеці у надзвичайних ситуаціях. Закінчується робота розробкою карти контролю по показникам безпеки трактора ХТЗ-153Б.

ГУСЕНИЧНИЙ ТРАКТОР, МЕХАНІЧНА ТРАНСМІСІЯ, ГІДРООБ'ЄМНА ТРАНСМІСІЯ, СТЕРНЯ, ТЕОРЕТИЧНА ТЯГОВА ХАРАКТЕРИСТИКА, ПРИНЦИПОВА ГІДРАВЛІЧНА СХЕМА

## ВСТУП

Сьогодні на полях України можна зустріти все більше техніки з гусеничними рушіями. Адже гусеничні трактори мають кращі тягово-зчіпні властивості в польових умовах, у тому числі і за підвищеної вологості ґрунту, та повністю використовують потужність двигуна практично без втрат. Саме це дає змогу гусеничним тракторам вийти в поле навесні на два-три дні раніше від колісних та забезпечити виконання робіт у кращі агротехнічні терміни, що підвищує врожайність вирощуваних культур.

Одним зі шляхів підвищення ефективності використання гусеничного трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідрооб'ємних передач з метою підвищення продуктивності трактора при одночасному поліпшенні завантаження двигуна, і як наслідок, зменшення питомої витрати палива.

У цьому зв'язку **об'єктом дослідження** у виконуваний роботі є процеси, що відбуваються при роботі гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників.

**Предметом дослідження** у виконуваний роботі є функціональні залежності, що описують процеси, які відбуваються при роботі трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями.

**Метою досліджень** даної роботи є дослідження зміни тягово-енергетичних показників тракторів ХТЗ серії 180 з різними типами трансмісії.

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

1. Зробити порівняльний аналіз колісних та гусеничних тракторів.
2. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною трансмісією.
2. Зробити розрахунок і побудувати теоретичну тягову характеристику гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з гідрооб'ємною трансмісією.
3. Проаналізувати теоретичні тягові характеристики трактора з

механічною та гід्रोоб'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.

5. Розробити карт у контролю гусеничного трактора серії 180 по показниках безпеки.

## РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1.1. Порівняльний аналіз колісних та гусеничних тракторів

Більшість сучасних виробників тракторів і самохідних сільськогосподарських машин поряд з колісним типом рушія пропонують моделі на гусеничному ході. Вибір того чи іншого типу ходової системи залежить від ряду факторів: універсальність, зручність застосування, простота ремонту або технічного обслуговування, конкретні виробничі умови при виконанні сільськогосподарських операцій, вартість придбання техніки і витрати грошових коштів на її експлуатацію, витрата палива, зручність пересування по асфальтованих дорогах і багато іншого [5, 6].

Якщо розглядати ціновий діапазон тракторів, можна зробити висновок, що гусенична техніка при інших рівних умовах коштує дорожче, оскільки такий тип рушія має більшу кількість складових деталей і вузлів. Наявність додаткових елементів в конструкції гусеничного ходу є причиною додаткових витрат праці та коштів на очищення, обслуговування та ремонт. Заміна рухомих елементів гусениць внаслідок їх зносу також обійдеться в рази дорожче заміни зношених шин колісного трактора. У зв'язку з цим, за критерієм витрат на придбання, ремонт і технічне обслуговування колісний трактор має певні переваги.

Основна перевага гумових гусениць полягає [5, 6] в збільшеній площі контакту, що створюється за рахунок розтягування між приводними і опорними елементами гусениць. Напівгусеничний хід також має в цьому плані деякі переваги в порівнянні з колісним ходом трактора.

Велика площа контакту сприяє ефективній експлуатації машинно-тракторних агрегатів при виконанні операцій, що вимагають значних витрат потужності, таких як основна обробка ґрунту і посів комбінованими агрегатами, глибоке розпушування і чизелювання ґрунту.

За рахунок зниження витрат часу на виконання регулювань підвищується продуктивність, оскільки гусеничний рушій не вимагає істотних налаштувань. Єдине, що можна зробити для збільшення зчипної ваги трактора – забезпечити установку додаткового баласту в передній частині. Колісний рушій вимагає регулювання і контролю тиску повітря в шинах в залежності від виконуваних операцій і стану ґрунту.

При використанні баластних вантажів гусеничний рушій здатний працювати з мінімальним буксуванням до 3-5%, в той час як трактор на колісному ході з баластними вантажами і оптимальним тиском повітря в шинах працює з буксуванням 8-12% [5, 6].

При такій різниці в буксуванні рушія виникає очевидне припущення, що для виконання однієї і тієї ж операції в рівних умовах та ідентичними тракторами, які відрізняються тільки типом рушія, гусеничний трактор буде витратити менше палива на гектар обробленого поля.

Також залишається відкритим питання про те, чи зможе колісний трактор конкурувати по прохідності в важких умовах експлуатації.

У разі несприятливих погодних умов, затяжних проливних дощів, пізньої весни або ранньої осені тракторам і самохідним сільськогосподарським машинам доводиться працювати на ґрунті з низькою несучою здатністю.

У більшості випадків гусеничний хід забезпечить кращу прохідність, що може послужити причиною придбання гусеничного трактора, якщо у сільськогосподарського виробника стоїть завдання інтенсивного використання техніки в подібні періоди.

Деградація ґрунту внаслідок багаторазових проходів сільськогосподарської техніки є однією з основних причин зниження врожайності. Відомо, що переущільнення верхніх ґрунтових горизонтів призводить до збільшення об'ємної ваги та зниження родючості ґрунту [5, 6]. Це є причиною погіршення фізико-механічних властивостей ґрунту, зниження аерації і уповільнення біологічних процесів, при цьому зниження родючості може досягати 20%.

В цьому плані гусеничний рушій має безсумнівні переваги, оскільки розподіл маси трактора на гусеничному ході, що має велику площу контакту в порівнянні з колісним рушієм, дозволяє зменшити питомий тиск на поверхню поля.

Радіус повороту трактора є найважливішим параметром, що визначає розміри поворотних смуг, при надмірному збільшенні яких знижується робоча довжина гону. Даний факт призводить до зменшення продуктивності машинно-тракторного агрегату за рахунок більш раннього виглиблення робочих органів або відключення приводів причіпних машин.

Маневреність трактора дозволяє якісно обробляти ділянки складної конфігурації і виконувати робочий процес в важкодоступних місцях – поблизу ліній електропередач, огорож, багаторічних насаджень та інших перешкод. Якщо порівнювати колісний і гусеничний хід, то перевага безумовно залишається за гусеничним трактором, для якого радіус повороту істотно менше.

З огляду на то, що ширина трактора на гусеничному ході менше ширини колісних тракторів зі здвоєними і зтроєними колесами, перевага залишається за гусеничними рушіями. Однак колісні трактори дозволяють розвивати трохи більшу швидкість і забезпечують м'який хід по дорогах з твердим покриттям, що робить критерій пересування по асфальтованих або бетонних дорогах спірним для виявлення переваг того чи іншого типу рушія.

З огляду на всі розглянуті переваги слід звернути увагу на такий важливий критерій, як універсальність. Дійсно, більшість сільськогосподарських операцій вимагає застосування універсальних колісних тракторів для виконання таких робіт як внесення добрив і хімічних засобів захисту рослин, догляд за сільськогосподарськими культурами, міжрядні обробки, роботи на фермах, транспортні операції.

Застосування гусеничного рушія обмежена виконанням важких ґрунтообробних операцій, що вимагає розвитку величезних тягових зусиль та високих тягово-зчіпних якостей при агрегуванні трактора з

широкозахватними машинами.

Колісний рушій можна вважати більш придатним для виконання більшості сільськогосподарських операцій. Також колісний трактор зручний для експлуатації з навісним вантажним устаткуванням. Однак, для основної обробки полів великої площі доцільно використовувати трактори на гусеничному ході.

Таким чином, слід відзначити наступні переваги і недоліки колісних і гусеничних рушій.

Переваги колісного рушія:

- універсальність застосування;
- плавний рух по дорогах з твердим покриттям;
- зручне рульове управління;
- низькі витрати на придбання, технічне обслуговування та ремонт;
- висока транспортна швидкість.

Недоліки колісного рушія:

- порівняно високе буксування рушіїв;
- підвищена чутливість до нерівностей поля;
- незадовільна робота на схилах;
- низька прохідність на перезволожених ґрунтах.

Переваги гусеничного рушія:

- плавність ходу по полях з нерівним рельєфом;
- більш стабільна робота на схилах;
- висока маневреність;
- високі тягово-зчіпні властивості;
- можливість використання на різних ґрунтах;
- мінімальні регулювання для функціонування ходової системи.

Недоліки гусеничного рушія:

- низька керованість;
- вібрація на твердих поверхнях;
- низька транспортна швидкість.



## 1.2. Аналіз гусеничних тракторів ХТЗ серії 180

Відомо [9], що гусеничні трактори у порівнянні з колісними мають кращі тягово-зчіпні якості і тому можуть працювати у важких польових умовах. Саме це дає змогу гусеничним тракторам вийти в поле навесні на два-три дні раніше від колісних та забезпечити виконання робіт у кращі агротехнічні терміни, що підвищує врожайність вирощуваних культур.

Дослідженнями встановлено [9], що тиск на ґрунт тракторів з гусеничним рушієм перебуває у межах 0,04...0,06 МПа, а максимальний – 0,154...0,240 МПа. При зміні тиску на ґрунт досить значно знижується приріст питомого опору оранці [10]. У середньому, по всіх видах робіт, продуктивність МТА із припустимим тиском на ґрунт зростає в 1,27 рази, а витрата палива знижується в 1,22 рази (економія до 4000 кг палива в рік тільки одною машиною).

Відомо, що гусеничні трактори мають менший питомий тиск на ґрунт, у порівнянні з колісними. Тому, у сучасному тракторобудуванні проглядається тенденція використання тракторів з гусеничним рушієм [14, 15].

Створення ефективної надійної техніки здійснюється двома напрямками – створенням нових машин та удосконалення існуючих. Тому що в першу чергу необхідно максимально використати наявний потенціал і накопичений досвід з технічного обслуговування великого парку тракторів країн СНД такий підхід є економічно доцільним.

Враховуючи вищевикладене, в напрямку задоволення зростаючих потреб споживачів, підвищення технічного рівня та ефективності використання тракторів в агропромисловому комплексі, а також розширення ринку збуту, ВАТ «ХТЗ» створив сімейство потужних гусеничних тракторів загального призначення серії 180 [13, 14].

Представниками гусеничних тракторів загального призначення серії 180 є потужні трактори **ХТЗ-153Б**, **ХТЗ-181**, **ХТЗ-201** (рис. 1.1), загальна технічна характеристика яких наведена в таблиці 1.1 [13, 14].



Рис. 1.1. Гусеничні трактори серії 180: ХТЗ-153Б, ХТЗ-181, ХТЗ-201

Трактор ХТЗ-153Б є модифікацією з двигуном Deutz BF6M1013E.

Таблиця 1.1

Загальна технічна характеристика гусеничних тракторів серії 180

<b>ЗАГАЛЬНІ ДАНІ</b>	<b>ХТЗ-153Б</b>	<b>ХТЗ-181</b>	<b>ХТЗ-201</b>
Тяговий клас	3,0		
Тягове зусилля, кН			
номінальне	30	40	40-50
максимальне	60	60	60
Швидкість руху трактора, км/год:			
переднього ходу	4,3...15,6	4,26...15,31	2,76...49,7
заднього ходу	5,8...8,1	5,74...7,93	4,18...6,99
Радіус ведучої зірочки, м	0,379		
Маса експлуатаційна, кг	8260	9050	9100
Просвіт, мм:			
дорожній (під заднім мостом)	300		
Габарити, мм			
довжина (з навісною системою) x ширина x висота	5250x1880x3075	5455x1880x3075	5600x1880x3075

База, мм	1800	2300	
<b>ДВИГУН</b>			
Модель	Deutz BF6M1013E	ЯМЗ-238КМ 2- 2	ЯМЗ-236Д
Тип	6-циліндровий	8-циліндровий	6-циліндровий
Система охолодження			
Потужність експлуатаційна, кВт	125	139,7	128,7
Питома витрата палива, г/кВт·ч	217	220	
Частота обертання колінвалу, об/хв	2000	2100	
<b>ТРАНСМІСІЯ</b>			
Муфта зчеплення	суха однодискова	суха двохдискова	
Коробка передач	механічна, гідрокерована, 9 передач переднього ходу, 3 - заднього	механічна, гідрокерована, 8 передач переднього ходу, 4 - заднього	
Гальма	стрічкові		
Вал відбору потужності, ВВП	задній незалежний, двошвидкісний		
Частота обертання ВВП, об/хв	540 1000		

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

Порівняльний аналіз колісних та гусеничних тракторів показав, що гусеничні трактори мають кращі, у порівнянні з колісними, тягово-зчіпні якості в польових умовах, у тому числі і за підвищеної вологості ґрунту, та повністю використовують потужність двигуна практично без втрат. Підвищення ефективності використання гусеничного трактора можна досягти шляхом заміни механічної трансмісії на гідростатичну.

**Об'єктом дослідження** при роботі гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з гідростатичною та механічною трансмісіями, є процеси, які впливають на зміну його тягових показників.

**Предметом дослідження** при роботі трактора ХТЗ серії 180 з

гідростатичною та механічною трансмісіями є функціональні залежності, що описують ці процеси.

**Метою досліджень** роботи є дослідження зміни тягових показників тракторів ХТЗ серії 180 з гідростатичною та механічною трансмісіями.

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

1. Проаналізувати особливості колісних та гусеничних тракторів.
2. Розрахувати та побудувати теоретичну тягову характеристику гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною трансмісією.
2. Розрахувати та побудувати теоретичну тягову характеристику гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з гідростатичною трансмісією.
3. Зробити порівняльний аналіз тягових характеристик трактора з гідростатичною та механічною трансмісіями.
4. Розробити принципову гідравлічну схему гідравлічного приводу ходової системи гусеничного трактора з гідростатичною трансмісією, обґрунтувати, розрахувати та вибрати гідромашини і гідроагрегати.

#### **1.4. Висновки по розділу**

Порівняльний аналіз колісних та гусеничних тракторів показав, що гусеничні трактори мають кращі, у порівнянні з колісними, прохідність, продуктивність, маневреність, тягово-зчіпні якості, зручність і надійність роботи та можуть працювати у важких дорожніх умовах. Таким чином, удосконалення конструкцій тягово-транспортних засобів із приводом від гусеничного рушія є актуальною задачею.

Підвищення ефективності використання гусеничного трактора можна досягти шляхом заміни механічної трансмісії на гідростатичну, що дозволить покращити функціональні параметри трактора. Таким чином, в роботі запропоновано проведення порівняльних досліджень процесів, що відбуваються при роботі гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідростатичною трансмісіями, які впливають на зміну тягових показників на прикладі трактора ХТЗ-153Б.

## РОЗДІЛ 2.

### ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ХТЗ СЕРІЇ 180 З МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Для уточнення вагових параметрів трактора, швидкостей руху, що забезпечують трактору задані тягові властивості [16-18] необхідно виконати тяговий розрахунок на прикладі трактора ХТЗ-153Б, технічна характеристика якого наведена в табл. 1.1.

#### 2.1. Визначення вагових параметрів трактора

З умови забезпечення необхідної дотичної сили тяги з урахуванням компенсації зовнішніх втрат, які враховуються коефіцієнтом опору коченню [2, 8, 16-19] визначаємо максимальну експлуатаційну вагу гусеничного трактора,  $m_{\max}$ , кг:

$$m_{\max} = \frac{P_{крн1}}{(\varphi_k - 0,5 \cdot f) \cdot g}, \quad (2.1)$$

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

$\varphi_k$  – коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора, для гусеничних тракторів  $\varphi_k = 1,0$ ;

$f$  – коефіцієнт опору коченню, для стерні  $f = 0,08$ ;

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

$$m_{\max} = \frac{30000}{(1 - 0,5 \cdot 0,08) \cdot 9,81} = 3186 \text{ кг}.$$

Визначаємо мінімальну експлуатаційну вагу гусеничного трактора  $m_{\min}$ , кг

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

$$m_{\min} = 0,92 \cdot 3186 = 2931 \text{ кг}.$$

та вагу баластових вантажів  $m_{\delta}$ , кг

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

$$m_{\delta} = 3186 - 2931 = 255 \text{ кг.}$$

## 2.2. Визначення номінальної потужності двигуна

Визначаємо номінальну потужність двигуна  $N_n$ , кВт

$$N_n = \frac{(P_{крn1} + f \cdot m_{\max} \cdot g) \cdot V_{n1}}{3600 \cdot \eta_{mp} \cdot \chi_s} \quad (2.4)$$

де:  $V_{n1}$  – робоча швидкість на першій передачі,  $V_{n1} = 10 \text{ км/год}$ ;

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

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

$$N_n = \frac{(30000 + 0,08 \cdot 3186 \cdot 9,81) \cdot 10}{3600 \cdot 0,88 \cdot 0,85} = 120,69 \text{ кВт.}$$

## 2.3. Розрахунок регуляторної характеристики двигуна

Визначаємо поточні значення потужності  $N_e$ , кВт

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

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

(табл. 2.1);

$n_n$  і  $n$  - номінальне та поточне значення частоти обертання,  $\text{хв}^{-1}$ .

$$N_{e1} = 0,53 \cdot 120,69 = 63,97 \text{ кВт};$$

$$N_{e2} = 0,67 \cdot 120,69 = 80,86 \text{ кВт};$$

$$N_{e3} = 0,78 \cdot 120,69 = 94,14 \text{ кВт};$$

$$N_{e4} = 0,87 \cdot 120,69 = 105 \text{ кВт};$$

$$N_{e5} = 0,95 \cdot 120,69 = 114,66 \text{ кВт};$$

$$N_{e6} = 1,0 \cdot 120,69 = 120,69 \text{ кВт}.$$

Визначаємо крутний момент номінальний,  $M_n$ ,  $H \cdot m$

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

$$M_n = 9550 \cdot \frac{120,69}{2000} = 576,29 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо поточні значення крутного моменту  $M_\partial$ ,  $H \cdot m$

$$M_\partial = k_M \cdot M_n, \quad (2.7)$$

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

2.1.

$$M_{\partial 1} = 1,06 \cdot 576,29 = 610,87 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\partial 2} = 1,11 \cdot 576,29 = 639,68 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\partial 3} = 1,10 \cdot 576,29 = 633,92 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\partial 4} = 1,09 \cdot 576,29 = 628,16 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\partial 5} = 1,06 \cdot 576,29 = 610,87 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_{\partial 6} = 1,0 \cdot 576,29 = 576,29 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо годинну витрату палива номінальну  $G_{Tn}$ ,  $кг/год$ .

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

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

$$G_{Tn} = 10^{-3} \cdot 217 \cdot 120,69 = 26,19 \text{ кг/год}.$$

Визначаємо годинну витрату палива на холостому ходу  $G_{Tx}$ ,  $кг/год$ .

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

$$G_{Tx} = 0,25 \cdot 26,19 = 6,55 \text{ кг/год}.$$

Визначаємо 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 обертання, табл. 2.1.

$$G_{T1} = 0,62 \cdot 26,19 = 16,24 \text{ кг/год};$$

$$G_{T2} = 0,73 \cdot 26,19 = 19,12 \text{ кг/год};$$

$$G_{T3} = 0,82 \cdot 26,19 = 21,48 \text{ кг/год};$$

$$G_{T4} = 0,89 \cdot 26,19 = 23,31 \text{ кг/год};$$

$$G_{T5} = 0,95 \cdot 26,19 = 24,88 \text{ кг/год};$$

$$G_{T6} = 1,0 \cdot 26,19 = 26,19 \text{ кг/год}.$$

Визначаємо максимальну частоту обертання на холостому ході  $n_x, \text{ хв}^{-1}$ .

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

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

$$n_x = 2000 \cdot \frac{2 + 0,06}{2 - 0,06} = 2124 \text{ хв}^{-1}.$$

Розрахункові параметри регуляторної характеристики заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

Параметри регуляторної характеристики двигуна

Співвідношення частот $n/n_n$	$0,5 \cdot n_i$	$0,6 \cdot n_i$	$0,7 \cdot n_i$	$0,8 \cdot n_i$	$0,9 \cdot n_i$	$1,0 \cdot n_i$	х.х.
Частота обертання вала двигуна $n, \text{ хв}^{-1}$	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2124
Потужність двигуна ефективна $N_e, \text{ кВт}$	63,97	80,86	94,14	105	114,66	120,69	–



Крутий момент $M_{\delta}, Н\cdot м$	610,87	639,68	633,92	628,16	610,87	576,29	–
Годинна витрата палива $G_T, кг/год$	16,24	19,12	21,48	23,31	24,88	26,19	6,55

За значеннями розрахункових параметрів регуляторної характеристики будується регуляторна характеристика двигуна.

#### 2.4. Визначення швидкостей руху трактора і тягових зусиль

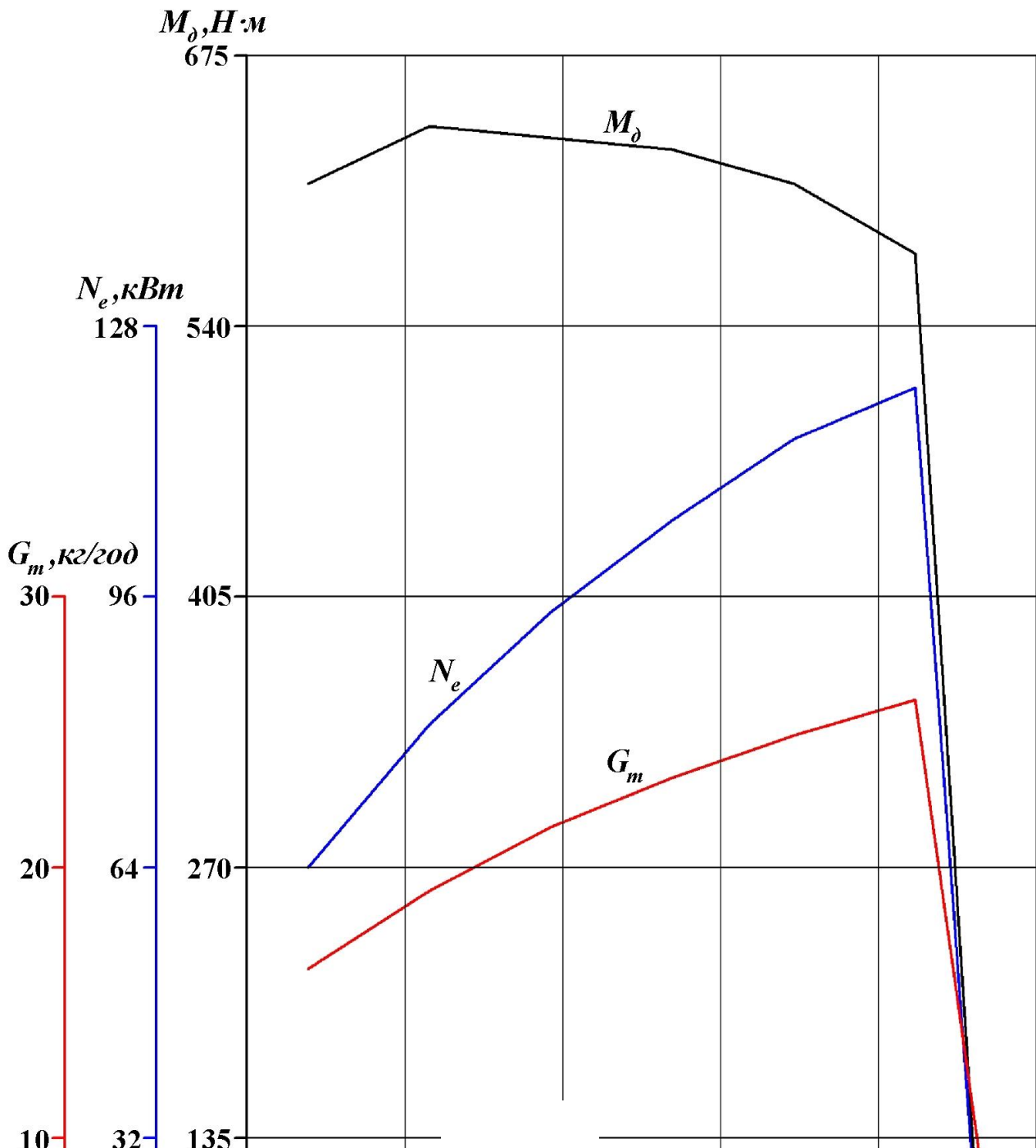


Рис. 2.1. Регуляторна характеристика двигуна

Визначаємо знаменник геометричної прогресії  $q$ :

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{P_{кp_{n1}} + f \cdot m_{\max} \cdot g}{\frac{P_{кp_{n1}}}{\delta_m} + f \cdot m_{\min} \cdot g}}, \quad (2.12)$$

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

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

$$q = \sqrt[4-1]{\frac{30000 + 0,08 \cdot 3186 \cdot 9,81}{\frac{30000}{2,0} + 0,08 \cdot 2931 \cdot 9,81}} = 1,23$$

Визначаємо робчі швидкості руху по передачах  $V_{i_i}$ , км/год.

$$V_{n_2} = V_{n_1} \cdot q; \quad V_{n_2} = 10 \cdot 1,23 = 12,3 \text{ км/год}; \quad (2.13)$$

$$V_{n_3} = V_{n_1} \cdot q^2; \quad V_{n_3} = 10 \cdot 1,23^2 = 15,13 \text{ км/год}; \quad (2.14)$$

$$V_{n_4} = V_{n_1} \cdot q^3; \quad V_{n_4} = 10 \cdot 1,23^3 = 18,61 \text{ км/год}. \quad (2.15)$$

З технічної характеристики трактора (табл. 1.2) радіус ведучої зірочки дорівнює  $r_3 = 0,379 \text{ м}$ .

Визначаємо передаточне число трансмісії  $i_{mp_i}$ :

$$i_{mp_1} = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_n}{V_{n_1}}, \quad (2.16)$$

$$i_{mp_1} = 0,377 \cdot 0,379 \cdot 2000 / 10 = 28,58.$$

$$i_{mp_2} = i_{mp_1} / q; \quad i_{mp_2} = 28,58 / 1,23 = 23,24. \quad (2.17)$$

$$i_{mp_3} = i_{mp_1} / q^2; \quad i_{mp_3} = 28,58 / 1,23^2 = 18,89. \quad (2.18)$$

$$i_{mp_4} = i_{mp_1} / q^3; \quad i_{mp_4} = 28,58 / 1,23^3 = 15,36. \quad (2.19)$$

Визначаємо дотичну силу тяги номінальну  $P_{кн}$ , Н

$$P_{кн_i} = \frac{M_n \cdot i_{mp_i} \cdot \eta_{mp}}{r_3}, \quad (2.20)$$

де:  $M_n$  - номінальний крутний момент двигуна,  $Hm$ .

$$P_{\kappa_{n1}} = \frac{576,29 \cdot 28,58 \cdot 0,88}{0,379} = 38242,54 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{n2}} = \frac{576,29 \cdot 23,24 \cdot 0,88}{0,379} = 31097,16 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{n3}} = \frac{576,29 \cdot 18,89 \cdot 0,88}{0,379} = 25276,47 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{n4}} = \frac{576,29 \cdot 15,36 \cdot 0,88}{0,379} = 20553,03 \text{ H}.$$

Визначаємо дотичну силу тяги максимальну  $P_{\kappa_{\max}}$ ,  $H$

$$P_{\kappa_{\max i}} = \frac{M_{\max} \cdot i_{mp_i} \cdot \eta_{mp}}{r_3}, \quad (2.21)$$

де:  $M_{\max}$  – максимальний крутний момент двигуна,  $Hm$

$$P_{\kappa_{\max 1}} = \frac{576,29 \cdot 28,58 \cdot 0,88}{0,379} = 42449,1 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{\max 2}} = \frac{576,29 \cdot 23,24 \cdot 0,88}{0,379} = 34517,74 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{\max 3}} = \frac{576,29 \cdot 18,89 \cdot 0,88}{0,379} = 28056,8 \text{ H};$$

$$P_{\kappa_{\max 4}} = \frac{576,29 \cdot 15,36 \cdot 0,88}{0,379} = 22813,79 \text{ H}.$$

Визначаємо силу опору кочення  $P_f$ ,  $H$

$$P_f = f \cdot m_{\max} \cdot g \quad (2.22)$$

де:  $f$  – коефіцієнт опору кочення,  
 $g$  – прискорення вільного падіння.

$$P_f = 0,08 \cdot 3186 \cdot 9,81 = 2500,37 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу тяги на кріюку номінальну  $P_{\kappa_n}$ , Н

$$P_{\kappa_{n_i}} = P_{\kappa_{n_i}} - P_f \quad (2.23)$$

$$P_{\kappa_{n_1}} = 38242,54 - 2500,37 = 35742,17 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{n_2}} = 31097,16 - 2500,37 = 28596,79 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{n_3}} = 25276,47 - 2500,37 = 22776,1 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{n_4}} = 20553,03 - 2500,37 = 18052,66 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу тяги на кріюку максимальну  $P_{\kappa_{\max}}$ , Н

$$P_{\kappa_{\max_i}} = P_{\kappa_{\max_i}} - P_f \quad (2.24)$$

$$P_{\kappa_{\max_1}} = 42449,1 - 2500,37 = 39948,73 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{\max_2}} = 34517,74 - 2500,37 = 32017,37 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{\max_3}} = 28056,8 - 2500,37 = 25556,43 \text{ Н};$$

$$P_{\kappa_{\max_4}} = 22813,79 - 2500,37 = 20313,42 \text{ Н.}$$

Таблиця 2.3

## Параметри тягового розрахунку

Параметри	Передача			
	1	2	3	4
Швидкість руху $V_n$ , км/год	10	12,3	15,13	18,61
Передаточне число трансмісії $i_{mp}$	28,58	23,24	18,89	15,36
дотична сила тяги номінальна $P_{\kappa_n}$ , Н	38242,54	31097,16	25276,47	20553,03
дотична сила максимальна $P_{\kappa_{\max}}$ , Н	42449,1	34517,74	28056,8	22813,79

сила тяги на крюку номінальна $P_{кр_n}, H$	35742,17	28596,79	22776,1	18052,66
сила тяги на урюку максимальна $P_{кр_{max}}, H$	39948,73	32017,37	25556,43	20313,42

## 2.5. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною трансмісією

Визначаємо коефіцієнт буксування рушіїв  $\delta_i$ .

$$\delta_i = \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{P_{кр_i}}{P_{кр_{max} i}}} \right)^2 \cdot \delta_{max} \quad (2.26)$$

де:  $\delta_{max} = 0,1$  – для гусеничного трактора.

$$\delta_2 = \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{7000}{39948,73}} \right)^2 \cdot 0,1 = 0,0008$$

Визначаємо дійсну швидкість руху трактора  $V_{\partial_i}, км/год$ .

$$V_{\partial_i} = 0,377 \cdot \frac{r_3 \cdot n_i}{i_{mp_i}} \cdot (1 - \delta_i) \quad (2.27)$$

де:  $n_i, i_{mp_i}, \delta_i$  - поточні значення частоти обертання, буксування і передатних чисел трансмісії (таблиця 2.4).

$$V_{\partial_2} = 0,377 \cdot \frac{0,379 \cdot 2093,2}{28,58} \cdot (1 - 0,0008) = 10,46 км/год.$$

Визначаємо тягову потужність трактора  $N_{кр_i}, кВт$

$$N_{кр_i} = \frac{P_{кр_i} \cdot V_{\partial_i}}{3600} \quad (2.28)$$

$$N_{кр_2} = \frac{7000 \cdot 10,46}{3600} = 20,33 кВт.$$

Визначаємо тяговий ККД трактора на першій передачі  $\eta_{тяг}$

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{N_{\text{кр}i}}{N_{e_i}} \quad (2.29)$$

де:  $N_{e_i}$  - поточні значення ефективної потужності двигуна, *кВт*

$$\eta_{\text{тяг}2} = \frac{20,33}{10,46} = 0,678.$$

Визначаємо питому витрату палива  $g_{\text{кр}i}$ , *г/кВт·год*

$$g_{\text{кр}i} = 10^3 \cdot \frac{G_{m_i}}{N_{\text{кр}i}}, \quad (2.30)$$

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

$$g_{\text{кр}2} = \frac{6,51 \cdot 1000}{20,33} = 320 \text{ г/кВт·год.}$$

Значення розмірів  $n_i$ ,  $G_{m_i}$ ,  $N_{e_i}$  визначаються графоаналітичним методом по регуляторній характеристиці – нижній квадрант (рис. 2.2).

Результати розрахунків заносяться в таблицю 2.4 та на їх підставі будується теоретична тягова характеристика (рис. 2.2).

Таблиця 2.4

Параметри теоретичної тягової характеристики  
гусеничного трактора ХТЗ серії 180

Частота обертання $n$ , $хв^{-1}$	Тягове зусилля на кріюку $P_{кр}$ , $H$	Буксування рушіїв $\delta$	Швидкість дійсна $V_d$ , $км/год$	Потужність тягова $N_{кр}$ , $кВт$	Потужність ефект. $N_e$ , $кВт$	Годинна витрата палива $G_T$ , $кг/год$	Питома витрата палива $g_{кр}$ , $г/кВт\cdot год$	Тяговий ККД $\eta_{тяг}$
<b>1 передача</b>								
2115,89	0	0	10,58	0	7,89	1,71	$\infty$	0
2093,2	7000	0,0008	10,46	20,33	29,98	6,51	320	0,678
2070,5	14000	0,0038	10,31	40,1	52,07	11,3	281,8	0,77
2047,8	21000	0,0097	10,14	59,14	74,17	16,09	272,1	0,797
2021,86	29000	0,0227	9,88	79,58	99,41	21,57	271,1	0,8
2000	35742,17	0,0456	9,54	94,74	120,69	26,19	276,4	0,785
1200	39948,73	0,1	5,4	59,92	80,86	19,12	319,1	0,741
<b>2 передача</b>								
2114,03	0	0	13	0	9,7	2,11	$\infty$	-
2090,1	6000	0,001	12,84	21,4	32,99	7,16	334,6	-
2070,17	11000	0,0036	12,68	38,75	52,4	11,37	293,4	-
2046,24	17000	0,0099	12,46	58,82	75,68	16,42	279,2	-
2022,32	23000	0,022	12,16	77,69	98,97	21,48	276,4	-
2000	28596,79	0,0453	11,74	93,25	120,69	26,19	280,9	-
1200	32017,37	0,1	6,64	59,05	80,86	19,12	323,8	-
<b>3 передача</b>								
2111,73	0	0	15,97	0	11,94	2,59	$\infty$	-
2089,17	4600	0,0009	15,79	20,17	33,9	7,36	364,7	-
2067,09	9100	0,0039	15,57	39,37	55,39	12,02	305,3	-
2044,53	13700	0,0102	15,31	58,25	77,35	16,79	288,2	-
2022,45	18200	0,0215	14,97	75,68	98,84	21,45	283,4	-
2000	22776,1	0,0449	14,45	91,41	120,69	26,19	286,5	-
1200	25556,43	0,1	8,17	57,99	80,86	19,12	329,7	-
<b>4 передача</b>								
2110,41	0	0	19,63	0	14,68	3,19	$\infty$	-
2090,84	3600	0,0009	19,43	19,43	35,82	7,77	400	-
2071,28	7200	0,0039	19,19	38,39	56,96	12,36	322	-
2051,71	10800	0,01	18,9	56,69	78,1	16,95	299	-
2032,14	14400	0,0212	18,5	74,01	99,24	21,54	291	-
2000	18052,66	0,0444	17,78	89,15	120,69	26,19	293,8	-
1200	20313,42	0,1	10,05	56,69	80,86	19,12	337,3	-



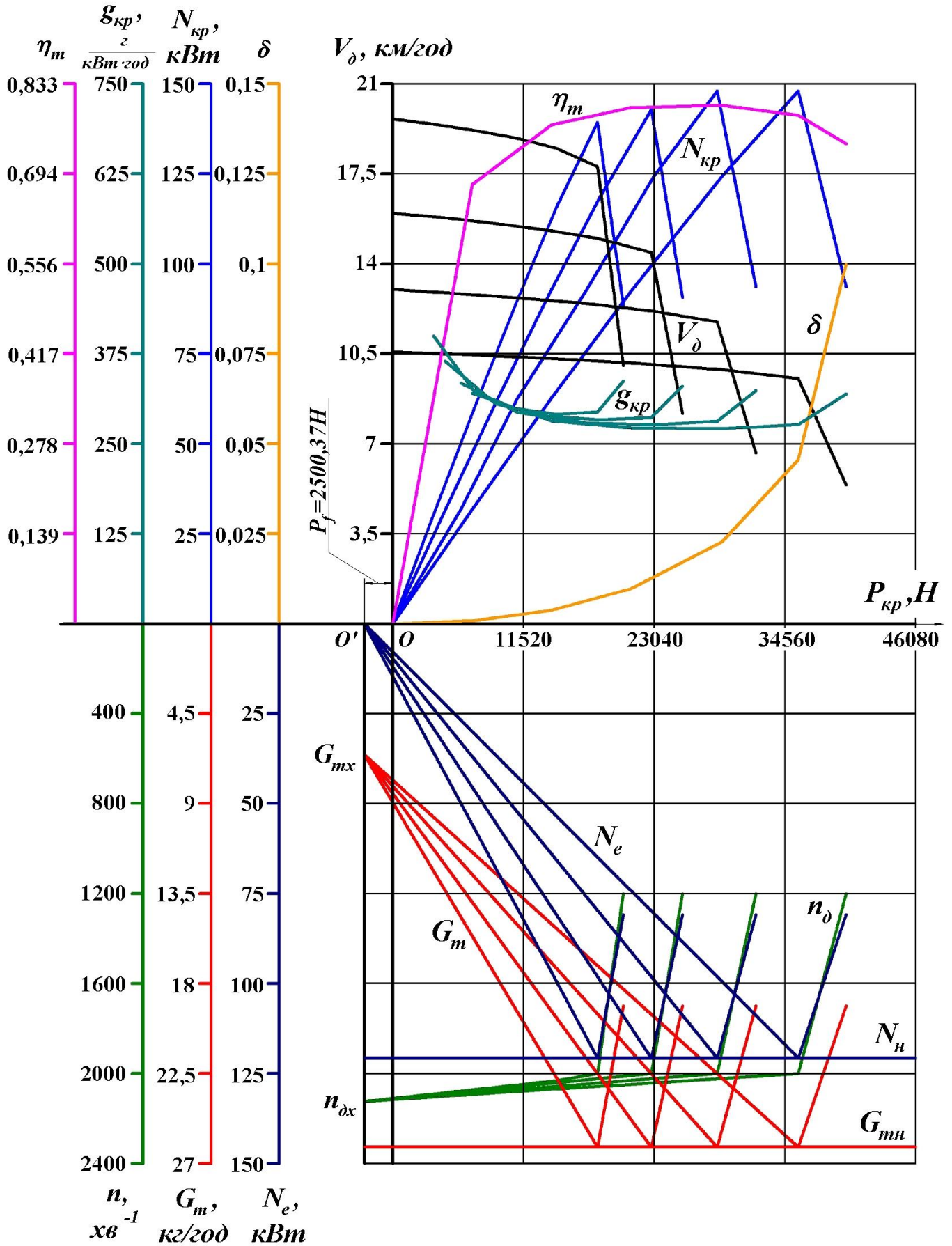


Рис. 2.2. Теоретична тягова характеристика трактора ХТ3 серії 180 з механічною трансмісією

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Вивчення стану питання показує, що гусеничні трактори мають кращі, у порівнянні з колісними, прохідність, продуктивність, маневреність, тягово-зчіпні якості, зручність і надійність роботи та можуть працювати у важких дорожніх умовах. Одним зі шляхів підвищення експлуатаційної ефективності трактора є модернізація його ходової системи шляхом використання гідروоб'ємних передач, що дозволить підвищити продуктивність трактора при одночасному поліпшенні завантаження двигуна, і як наслідок, зменшити питомі витрати палива. У цьому зв'язку в роботі необхідно провести дослідження процесів, що відбуваються при роботі гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями, які впливають на зміну його тягово-енергетичних показників (на прикладі трактора ХТЗ-153Б).

2. В результаті проведеного тягового розрахунку гусеничного трактора серії 180 з механічною трансмісією були розрахована і побудована регуляторна характеристика двигуна, розраховані тягово-енергетичні показники трактора (на прикладі гусеничного трактора ХТЗ-153Б) та побудована теоретична тягова характеристика гусеничного трактора ХТЗ-153Б з механічною трансмісією. Аналіз теоретичної тягової характеристики гусеничного трактора ХТЗ-153Б показав, що трактор може працювати з максимальною потужністю та швидкістю тільки при конкретних значеннях тягового зусилля на крюку 35742 Н, 28597 Н, 22776 Н та 18053 Н, які відповідають відповідній передачі.

3. В результаті проведеного тягового розрахунку гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з гідрооб'ємною трансмісією були визначені параметри насосів та гідромоторів, а також тягово-енергетичні показники трактора при роботі на стерні. За отриманими розрахунками була побудована теоретична тягова характеристика трактора з гідрооб'ємною трансмісією та проведено порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідрооб'ємною трансмісіями (на прикладі трактора ХТЗ-153Б).

4. Порівняльний аналіз теоретичних тягових характеристик гусеничного трактора ХТЗ серії 180 з механічною та гідروоб'ємною трансмісіями показав, що трактор з механічною трансмісією може рухатися на максимально можливих швидкостях і з максимальною потужністю тільки при конкретних значеннях тягового зусилля на кріюку, що дорівнюють 35742 Н, 28597 Н, 22776 Н та 18053 Н, відповідно передачі, на якій рухається трактор. Наведені залежності тягово-енергетичних показників трактора з гідрооб'ємною трансмісіями показують, що при будь-якому значенні тягового зусилля на кріюку трактор використовується з максимальною потужністю та швидкістю. Отже, продуктивність трактора з гідрооб'ємним приводом ходової системи значно вище ніж з механічною трансмісією.

5. В результаті розрахунку гідроприводу ходової системи гусеничного трактора ХТЗ серії 180 були вибрані мотор-колеса власного виробництва та уточнені їх параметри. Для забезпечення роботи кожного мотор-колеса вибрані регульовані аксіально-поршневі насоси типу НАР-224/320. За параметрами вибраних гідравлічних машин уточнені гідравлічні характеристики (тиск та витрата) гідроприводу, вибрані запобіжні клапани високого тиску типу КПЕ-50, керовані зворотні клапани типу 4КУ-50, фільтри сітчасті типу ФП7  $\frac{25-25}{63}$  розраховано діаметри трубопроводів, визначено ККД гідроприводу, та зроблено його тепловий розрахунок. На основі вибраної та уточненої номенклатури компонентів гідроприводу було складено та описано принципову гідравлічну схему гідроприводу ходової системи гусеничного трактора ХТЗ-153Б.

6. В роботі багато уваги приділено вимогам безпеки і охорони праці під час використання тракторів і мобільних енергетичних засобів та безпеці у надзвичайних ситуаціях. Розроблена карта контролю трактора ХТЗ-173Б по показниках безпеки дозволяє значно підвищити якість підготовки техніки до проведення ТО та підвищити рівень безпеки праці обслуговуючого персоналу.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Беликов А.С., Сафонов В.В., Годяев С.Г. и др. Охрана труда в агропромышленном комплексе Украины: учебник для студентов высших учебных заведений Украины III-IV уровня аккредитации. – Черкассы, 2014 – 646 с.
2. Бирюков А. Рациональный типаж тракторов // Основные Средства / А. Бирюков – 2010. – №6.
3. Волошина А.А., Панченко І.А. Розрахунок гідроприводу активних робочих органів сільськогосподарської техніки (частина 1). Методичні вказівки з дисципліни «Гідропривод мехатронних систем» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – ТДАТУ, 2019. – 96 с.
4. Волошина А.А., Панченко І.А. Розрахунок гідроприводу активних робочих органів сільськогосподарської техніки (частина 2). Методичні вказівки з дисципліни «Гідропривод мехатронних систем» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – ТДАТУ, 2019. – 28 с.
5. Гусениці замість коліс // Пропозиція. – Режим доступу: <https://propozitsiya.com/ua/gusenici-zamist-kolis>.
6. Гусеничный и колесный ход. Что лучше? Электронный ресерс. – Режим доступу: <https://glavpahar.ru/articles/gusenichnyy-i-kolesnyy-hod.-chto-luchshe>.
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. Котиков В.М., Ерхов А.В. Тракторы и автомобили:. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 416 с.
9. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система–почва–урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.

10. Кушнарёв А.С. Уплотняющие воздействия на почву ходовых систем / А.С. Кушнарёв. – М.: Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 3. – с.38–39.
11. Лехман С.Д., Целинский В.П., Козирев С.М. та ін. Довідник з охорони праці в сільському господарстві. – К.:Урожай, 1990 – 400 с.
12. Луценков В.Л., Бутко Д.А., Крыжачковский Н.Л. и др. Контроль тракторов, комбайнов и автомобилей по показателям безопасности. – К.: Урожай, 1993 – 296 с.
13. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навчальний посібник / – Мелітополь, 2005. – 337 с., іл.
14. Панченко А.І., Волошина А.А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення. Трактори країн СНД: посібник. – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2018. – 176 с.
15. Панченко А.І., Волошина А.А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення. Закордонні трактори країн: посібник. – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. – 600 с.
16. Панченко А.І., Волошина А.А. Тяговий розрахунок трактора з механічною трансмісією: методичні вказівки з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – ТДАТУ, 2020. – 34 с.
17. Панченко А.І., Волошина А.А. Тяговий розрахунок трактора з гідрооб'ємною трансмісією. Методичні вказівки з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – ТДАТУ, 2020. – 17с.
18. Панченко А.І., Волошина А.А., Болтянський О.В. Розрахунок експлуатаційних показників тракторів і автомобілів: методичні вказівки для курсового проекту з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 46 с.

19. Погорілець О.М., Волянський М.С., Войтюк В.Д., Пастушенко С.І. Гідропривод сільськогосподарської техніки: навчальне видання. – К.: Вища освіта, 2004. 368 с.: іл.
20. Рогач Ю.П. Пожежна безпека / Ю.П. Рогач. – Сімферополь, Таврия Плюс, 2001. – 124с.
21. Стеблюк М.І. Цивільна оборона та цивільний захист: підручник. – К.: Знання-Прес, 2007. – 487 с.
22. Тітова О. А., Панченко А. І., Волошина А. А. Методологічні засади проектування гідроприводу мехатронних систем сільськогосподарської техніки: навчальний посібник. Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. – 179 с.
23. Трактори і автомобілі: електронний підручник. – Агроосвіта. – Режим доступу: [http://www.shevchenkove.org.ua/person\\_syte/Lozovuy/Eлектронний %20посіб%20Трактори%20і%20автомобілі.htm](http://www.shevchenkove.org.ua/person_syte/Lozovuy/Eлектронний%20посіб%20Трактори%20і%20автомобілі.htm).
24. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования: учебное пособие. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – 123 с.
25. Финкельштейн З.Л., Яхно О.М., Чебан В.Г., Лурье З.Я., Чекмасова И.А. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учебное пособие. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.