

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

РОЗРАХУНОК ТЯГОВИХ ТА ШВИДКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГАЧІВ
БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН
(Частина I)

Рекомендовано Вченою радою Центральноукраїнського національного технічного університету (протокол №9 від 26 травня 2025 року) як навчальний посібник для здобувачів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»

Ковалевський С.Г., Кириченко І.Г., Щукін О.В. ХНАДУ, Хачатурян С.Л. ЦНТУ.

Розрахунок тягових та швидкісних показників тягачів будівельних та дорожніх машин (Частина I) [навч. посіб.] – Харків: ХНАДУ, Кропивницький: ЦНТУ. 2025. – 53 с.

Розглянуто основні види тягачів будівельних і дорожніх машин і особливості їх використання з різноманітним навісним та причіпним робочим обладнанням. Визначено, що основними типами тягачів є: спеціальні, колісні та гусеничні трактори та автомобілі, використання яких потребує проведення додаткових тягових і швидкісних розрахунків, пов'язаних з використанням додаткових робочих органів і експлуатацією у важких дорожніх умовах.

Надано класифікацію та структурно-функціональні схеми тягачів будівельних і дорожніх машин, їх основних вузлів та агрегатів. Надано методику розрахунку основних параметрів двигунів, визначення рушійних сил, сил опору та швидкості руху, побудови та використання тягової та силової характеристик з використанням методів силового та потужнісного балансу, а також динамічної характеристики.

Наведено перелік основних показників руху машини, котрі можуть бути визначені за допомогою графічних характеристик.

Викладено методологію обґрунтування основних тягових і швидкісних параметрів тягачів будівельних і дорожніх машин, визначення рухомих сил і сил опору руху в залежності від дорожніх характеристик.

Призначено для здобувачів вищих навчальних закладів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» та спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія», аспірантів і фахівців у галузі будівельних і дорожніх машин.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА СТРУКТУРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНІ СХЕМИ ТЯГАЧІВ	5
1.1 Класифікація тягачів будівельних і дорожніх машин	5
1.2 Структурно-функціональні схеми тягачів будівельних і дорожніх машин	15
РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН.....	23
2.1 Класифікація двигунів внутрішнього згорання	23
2.2 Побудова графічних характеристик двигуна	25
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ ТА ШВИДКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЯГАЧІВ	27
3.1 Основні методи розрахунку параметрів руху	27
3.2 Визначення рушійних сил та сил опору, які діють в різних умовах руху машин	28
3.3 Розрахунок швидкості руху з урахуванням буксування ходового обладнання	33
3.4 Визначення передатних чисел трансмісії за показниками тягових і швидкісних параметрів	35
Питання для самостійної роботи за розділами 1-3.....	38
РОЗДІЛ 4 ПОБУДОВА ТА ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ТЯГОВОЇ ТА СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ	37
4.1 Тягова та силова характеристики тягача	37
4.2 Розрахунок параметрів руху будівельних машин	39
Питання для самостійної роботи за розділом 4.....	40
РОЗДІЛ 5 ПОТУЖНИЙ БАЛАНС БУДІВЕЛЬНИХ ТА ДОРОЖНІХ МАШИН	41
5.1 Рівняння потужного балансу	41

5.2 Ступінь використання потужності двигуна	44
РОЗДІЛ 6 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ЗА ДОПОМОГОЮ ДІНАМІЧНОГО ПАСПОРТУ	45
6.1 Визначення динамічного фактора по потужності та зчепленню.....	45
6.2 Визначення показників руху за допомогою динамічної характеристики...47	
6.3 Визначення показників руху за допомогою динамічного паспорта.....	51
Питання для самостійної роботи за розділами 5,6.....	56
ЛІТЕРАТУРА.....	56

ВСТУП

Серед будівельних і дорожніх машин, номенклатура яких сягнула за тисячу найменувань, є досить велика група автономних самохідних агрегатів, для пересування яких в робочому або в транспортному режимі використовуються автомобілі, трактори, одно- та двовісні тягачі, а також спеціальні шасі. Всі вони мають енергетичну установку – двигун і той чи інший вид трансмісії, окремі вузли якої здебільшого схожі за конструкцією та принципом дії.

При виборі тягача будівельних і дорожніх машин потрібно враховувати наступні фактори:

- потрібні тягові та швидкісні якості;
- необхідну продуктивність машини;
- технологічний процес, перспективи розширення підприємства;

техніку безпеки;

- економічні показники, тобто капітальні витрати, строк амортизації машини, ступінь використання, вартість ремонту та технічного догляду, витрати електроенергії, трудовитрати, вартість та трудомісткість переміщення вантажу.

Тільки на підставі аналізу зазначених факторів можна вирішити, який тип тягача будівельних і дорожніх машин найбільш раціональний з урахуванням конкретних умов експлуатації, виду будівельних робіт, довжини та шляху переміщення різноманітних матеріалів, які використовуються в дорожньо-будівельній галузі.

Визначення параметрів руху тягачів будівельних і дорожніх машин з використанням методів силового, потужного балансів, динамічного паспорту, дозволяє отримати початкові показники для подальшого проектування робочого обладнання машин, знаходження діючих сил, розрахунків на міцність та довговічність.

РОЗДІЛ 1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА СТРУКТУРНО - ФУНКЦІОНАЛЬНІ СХЕМИ ТЯГАЧІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

1.1 Класифікація тягачів будівельних і дорожніх машин

Тягачі будівельних і дорожніх машин мають дуже різноманітні ознаки і особливості конструкції, але є й характерні риси, які поєднують їх у певні групи, тому існує загально прийнята класифікація базових машин представлена на рис. 1.1.

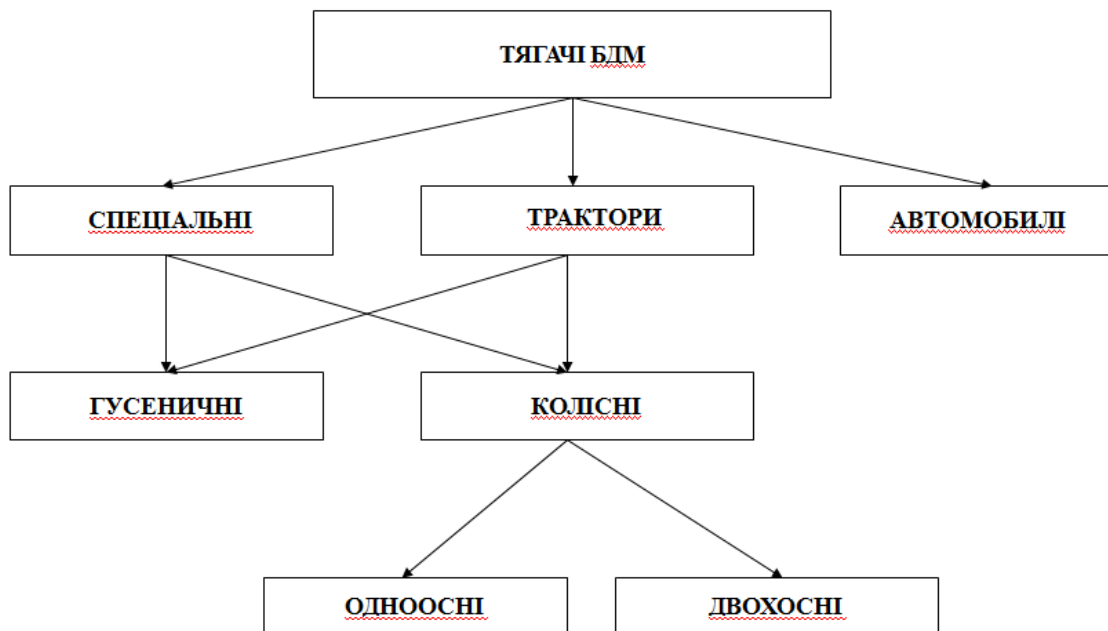


Рисунок 1.1 Класифікація тягачів будівельних і дорожніх машин

До спеціальних тягачів або базових шасі будівельних і дорожніх машин можна віднести машини, які працюють з певним конкретним видом обладнання, наприклад: автогрейдери, екскаватори, навантажувачі, скрепери, котки та інші. Суттєвою особливістю, при цьому, є неможливість заміни робочого обладнання тягача на інше.

Пневмоколісні тягачі призначені для роботи з різними видами змінного навісного та причіпного будівельного обладнання. У порівнянні з гусеничними

тракторами вони більш прості за конструкцією, мають меншу масу, більшу довговічність, дешевші в процесі виготовлення та експлуатації. Великі швидкості тягачів (до 50 км/год) і добра маневреність в значній мірі сприяють підвищенню продуктивності агрегованих із ними будівельних машин.



Рисунок 1.2 Будівельні і дорожні машини, які базуються на спеціальних тягачах



Рисунок 1.3 Агрегування робочого обладнання з одновісним тягачем

Будівельне і дорожнє обладнання, таке як: скрепер, землевіз, коток, різноманітне обладнання для літнього та зимового догляду за автомобільними шляхами з агрегатується з одновісними тягачами (рис. 1.3) і двохвісними (рис. 1.4).

В сполученні з напівпричіпним обладнанням такий тягач складає самохідну будівельну машину з передньою ведучою віссю. Керування зчепом тягач-напівпричіп здійснюється шляхом повороту на 90° праворуч-ліворуч відносно напівпричепу за допомогою гідроциліндрів двобічної дії.

Двохвісний тягач у відміну від одновісного має можливість самостійно переміщуватися без причепа, працювати в агрегаті з двохвісними причепами при незначних витратах часу на їх заміну.

Двохвісні чотирьохколісні тягачі мають один або два ведучих моста та шарнірно зчленовану раму. Схема повороту піврам така ж, як у пневмоколісного трактору.



Рисунок 1.4 Агрегатування робочого обладнання з двохвісним тягачем

За призначенням трактори поділяються на промислові сільськогосподарські та спеціальні.

Промислові трактори найбільш повно відповідають вимогам, які обумовлюються характером роботи будівельної техніки. Це, в першу чергу, відповідність потужності двигуна режимам роботи будівельної машини, розширений діапазон швидкостей і тягових зусиль, конструкція кістяка, яка

дозволяє використання навісного та причіпного робочого обладнання різноманітного призначення.

Трактори промислового типу за своїм конструктивно-експлуатаційним параметром найбільш повно відповідають вимогам, що пред'являють до тягових засобів і базових машин у будівництві. Клас тяги за промисловою класифікацією означає максимальну силу тяги без довантаження навісним обладнанням на передачі зі швидкістю 2,5÷3 км/год для гусеничних і 3÷3,5 км/год для колісних тракторів, що забезпечує ефективну роботу з землерийним обладнанням.

Спеціальні використовуються для виконання певних функцій, тягач і робоче обладнання об'єднуються в одну загальну конструкцію (трельовочний трактор, трубоукладач, роторний багатоковшевий екскаватор, та ін.).



Рисунок 1.5 Будівельне обладнання, яке агрегатується з тракторами

Трактори класифікують за наступними показниками.

За типом основного двигуна трактори бувають: з двигуном внутрішнього згоряння, карбюраторним або дизельним; з електричним. Сьогодні на тракторах ставляться двигуни внутрішнього згоряння, хоча відомі спроби використати й інші типи.

За типом кістяка: рамні, піврамні, безрамні. У рамних кістяком є рама, на якій монтуються вузли і агрегати всієї машини; у безрамних кістяк складають корпусні деталі окремих агрегатів: двигуна, коробки передач, заднього моста), які жорстко приєднуються один до одного. У піврамних кістяк складають корпусні деталі агрегатів, але є елементи рами (підрамник) для приєднання до кістяка ходової частини.

За типом підвіски: з жорсткою, напівжорсткою та м'якою підвісками. Жорстка підвіска в своїй конструкції не має пружних елементів. У м'якої підвіски, навпаки, ходова частина тягача і кістяк з'єднуються між собою за допомогою пружних елементів (пружин, ресор, торсіонів). У напівжорсткої підвіски кістяк і ходова частина сполучені між собою жорстко в одних точках і через пружні елементи в інших. Останні характерні для тягачів піврамної конструкції.

Трактори поділяються також за класом, який визначається номінальним тяговим зусиллям. Номінальне тягове зусилля, як встановлено дослідженнями, досягається при певному буксуванні рушії. У гусеничних машин воно становить близько 5%, у колісного – 17÷20%. Для тракторів, які випускаються існує наступний класовий ряд 10; 15; 20; 30; 50; 100; 150; 250; більше 250 кН.

За типом ходової частини тягачі і трактори бувають колісними, гусеничними.

Колісні трактори можна класифікувати за колісною формулою $A \times B \times C$, де: A – загальна кількість коліс; B – кількість ведучих коліс; C – кількість керованих коліс, способом повороту, розташуванням кабіни та двигуна по відношенню до напрямку руху.

Пневмоколісні трактори (рис.1.6) володіють порівняльно великими швидкостями пересування (до 40 км/год), високою мобільністю та маневреністю.



а)



б)

Рисунок 1.6 Пневмоколісні трактори: а) ХТЗ-241К.20, б) УТО-ELG1754

Гусеничні трактори (рис.1.7) характеризуються значним тяговим зусиллям на гаку (не менш 30 кН), надійним зчепленням гусеничного ходу зі ґрунтом, малим питомим тиском на ґрунт ($0,02 \div 0,06$ МПа) і високою прохідністю. Потужність двигунів гусеничних тракторів складає $55 \div 600$ кВт.



а)



б)

Рисунок 1.7 Гусеничні трактори: а) ХТЗ Т-150, б) Caterpillar Challenger 765 С

Трактори оснащуються дизелями, механічними та гідромеханічними трансмісіями. За типом системи повороту розрізняють трактори з передніми

керованими колесами, зі усіма керованими колесами та з шарнірно зчленованою рамою. Найбільш розповсюджені пневмоколісні трактори з дизелями, механічною трансмісією та передніми керованими колесами.

Пневмоколісні трактори з шарнірно зчленованою рамою володіють високою маневреністю, малим радіусом повороту та застосовуються в стислих умовах. Рама трактору складається з двох піврам – передньої та задньої, з'єднаних між собою універсальним шарніром.

Маневрування машини здійснюється шляхом повороту передньої піврами відносно задньої навколо вертикальної осі шарніру на кут до 40° в плані від повздовжньої осі машини за допомогою двох гідроци-ліндрів двобічної дії. Кожна із піврам спирається на ведучий міст з керованими колесами. Трансмісія тракторів з шарнірно зчленованою рамою – механічна та гідромеханічна.

Автомобілі в процесі створення і подальшого розвитку конструкції придбали деякі ознаки, за якими будується їхня класифікація.

За призначенням автомобілі поділяються на транспортні та спеціальні. Транспортні, в свою чергу, поділяються на легкові, автобуси та вантажні.

Розрізняють автомобілі загального призначення та спеціалізованими. До автомобілів загального призначення відносять машини із кузовом у вигляді відкритої зверху платформи з бортами, бортові автомобілі підвищеної прохідності зі усіма ведучими колесами та збільшеною кількістю осей, а також автомобілі-тягачі, обладнані зчепними пристроями для роботи з причепами та напівпричепами.

На базі стандартних шасі з скороченими базою і заднім звисом рами промисловістю випускаються автомобільні тягачі сідельного типу (рис. 1.8, б), що працюють в зчепі з одно- та двовісними напівпричепами. На рамі шасі такого тягачу кріпиться опорна плита та сідельно-зчепний пристрій, що сприймає силу важкості навантаженого напівпричепа та служить для передачі йому тягового зусилля, яке розвивається автомобілем. Застосування тягачів сідельного типу з напівпричепами дозволяє краще використовувати потужність

двигуна та значно збільшити вантажопідйомність автомобіля. Сідельні автотягачі здібні працювати з напівпричепами масою 4÷25 т.

На вантажних автомобілях застосовують двигуни внутрішнього згоряння – карбюраторні та дизельні. Шасі складається із гідромеханічної чи механічної трансмісії, ходової частини та механізмів керування машиною.



а)

б)

Рисунок 1.8 Самоскид а) сідельний тягач б)

Спеціальні автомобілі призначені для виконання певних функцій і обладнуються відповідним устаткуванням, наприклад, автомобілі швидкої допомоги, пожежні, автогудронатори, поливально-мийні та інші.

В умовах будівництва широко застосовується автомобільний спеціалізований транспорт. Сучасні спеціалізовані транспортні засоби для будівництва призначені для перевезення ґрунту, сипких і пилообразних вантажів – самоскиди (рис.1.8, а), рідких і напіврідких – бітумовози, бетоно- і розчиновози (рис.1.9, а), порошкових – цементовози (рис.1.9, б), дрібноштучних і тарних вантажів – контейнеровози, довгомірних вантажів – трубовози, металовози, лісовози, залізобетонних конструкцій – панелевози, фермовози, блоковози, технологічного обладнання та будівельних машин – трейлери.



а)



б)

Рисунок 1.9 Бітумовіз а) цементовіз б)

За прохідністю автомобілі бувають обмеженої, підвищеної та високої прохідності. Автомобілі обмеженої прохідності складають найбільш поширену групу і призначені для експлуатації в основному на дорогах з удосконаленим покриттям. У них не всі колеса є ведучими. Ознакою автомобілів підвищеної прохідності є наявність можливості подачі крутного моменту на всі колеса для подолання важко прохідних ділянок на шляху.

Автомобілі високої прохідності призначені для використання їх в умовах бездоріжжя. Ця ознака в певній мірі відображається колісною формулою, яка складається з двох цифр: перша з них визначає загальну кількість коліс друга – кількість ведучих. Наприклад, формули 4×2, 6×4 властиві автомобілям обмеженої прохідності, а 4×4, 6×6, 8×8 – підвищеної і високої.

Слід зауважити, що використання автомобілів високої прохідності у звичайних умовах дуже марнотратне, бо вартість їхнього виготовлення та експлуатації, у порівнянні з автомобілями обмеженої прохідності, значно вища (у 2 і більше рази).

У автомобілів високої прохідності застосовується низка додаткових пристроїв та механізмів. Наприклад, централізована система зміни тиску в шинах, міжосеві диференціали, диференціали підвищеного тертя і диференціали, які блокуються, установлення тягової лебідки.

За типом двигуна автомобілі поділяються на автомобілі з двигуном внутрішнього згорання – карбюраторним або дизельним, з газотурбінним, з електричним.

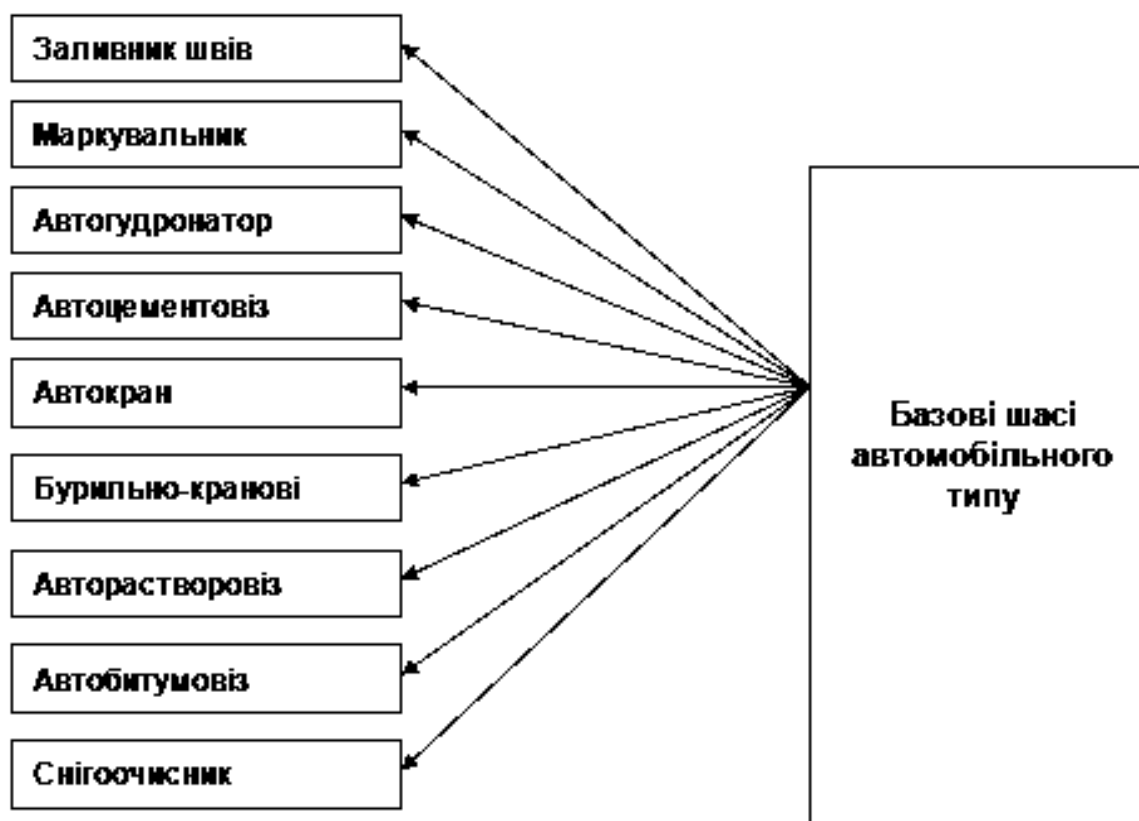


Рисунок 1.10 Будівельне обладнання, яке агрегується з автомобілями

1.2 Структурно-функціональні схеми тягачів будівельних і дорожніх машин

Структурно-функціональна схема дозволяє усвідомити її загальну конструктивну будову, послідовність розташування окремих агрегатів та функції, які виконує кожен з цих агрегатів.

Призначення трансмісії – передача енергії двигуна на провідні колеса або гусениці.

Завдяки взаємодії коліс і гусениць з опорною поверхнею виникає реакція дороги – сила тяги, яка і забезпечує рух машини.

У трансмісії одночасно відбуваються перетворення крутного моменту і зміна швидкості обертання валів пропорційно передавальному числу.

До трансмісії висувають такі основні вимоги:

- невеликі втрати енергії, що передається у всьому діапазоні режимів роботи машини;
- малі габаритні розміри і маса;
- раціональний підбір передавальних чисел для забезпечення необхідних значень тягових зусиль і швидкостей руху машини;
- забезпечення обертання коліс з різною кутовою швидкістю
- зручність керування;
- шум і вібрації в межах встановлених норм;
- можливість відбору потужності для приводу робочого устаткування, додаткових механізмів і пристроїв;
- висока надійність;
- низька трудомісткість технічного обслуговування і ремонту.

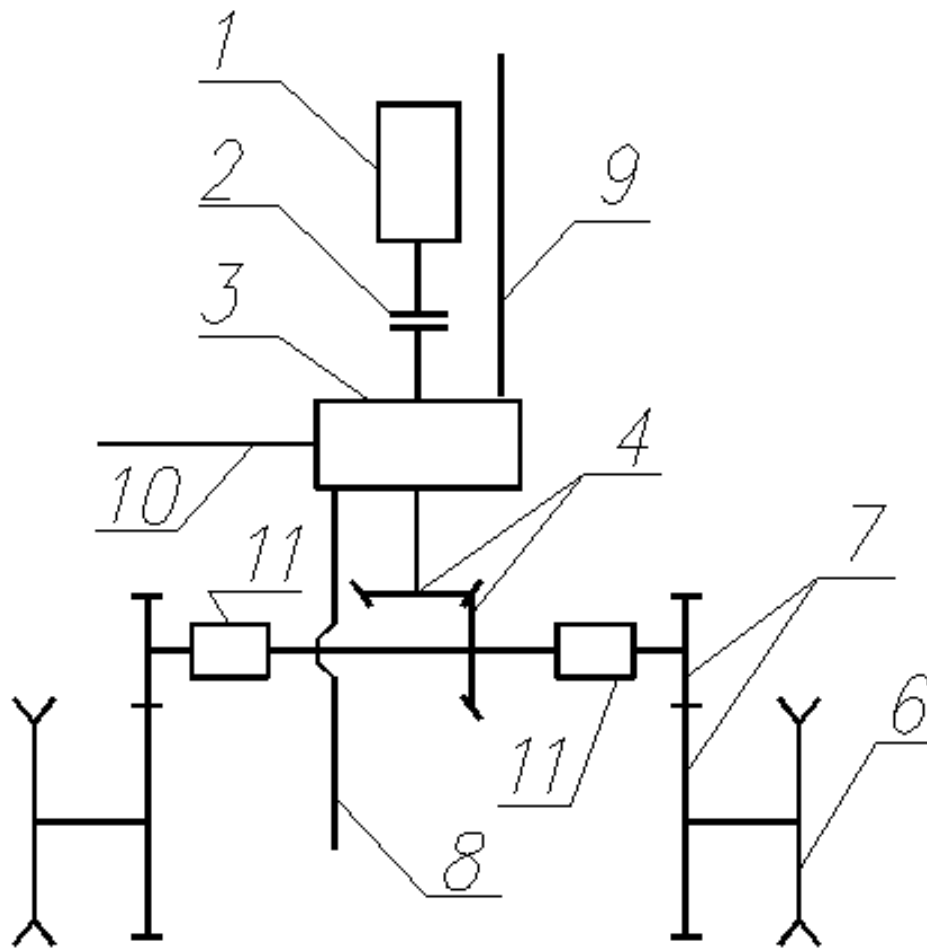
Розглянемо деякі структурно-функціональні схеми трансмісії тягачів будівельних і дорожніх машин.

Структурно-функціональна схема трансмісії гусеничного трактора представлена на рис. 1.11.

Визначимо функціональні призначення агрегатів і вузлів показаних на рис. 1.11

Двигун 1 є джерелом енергії.

Муфта зчеплення призначена для короткочасного роз'єднання двигуна і трансмісії та для плавного їх зєднання.



1 – двигун; 2 – муфта зчеплення; 3 – коробка передач та ходозменшувач; 4 – головна передача; 6 – ведуча зірочка; 7 – бортовий редуктор; 8,9,10 – вали відбору потужності; 11 – механізм повороту; 12 – ведоме колесо.

Рисунок 1.11 Структурно-функціональна схема трансмісії гусеничного трактора

Карданний вал, який з'єднує муфту зчеплення (2) з наступним агрегатом, призначений для компенсації розбіжності осей валів, яке виникає в результаті нежорсткої установки двигуна на рамі трактора, а також деформації самої рами при її навантаженні.

Ходозменшувач чи збільшувач крутного моменту (3) можуть встановлюватись додатково до коробки передач. Ходозменшувач призначений для забезпечення низьких технологічних швидкостей.

Збільшувач крутного моменту призначений для короткочасного збільшення тягової сили трактора.

Коробка передач (3) призначена для зміни крутного моменту за величиною та напрямом, а також для тривалого роз'єднання двигуна з трансмісією (нейтральна передача).

Головна передача призначена для збільшення крутного моменту.

Механізм повороту (11) служить для відключення гусениці від трансмісії та подальшого її гальмування стрічковим гальмом, завдяки чому відбувається поворот трактора.

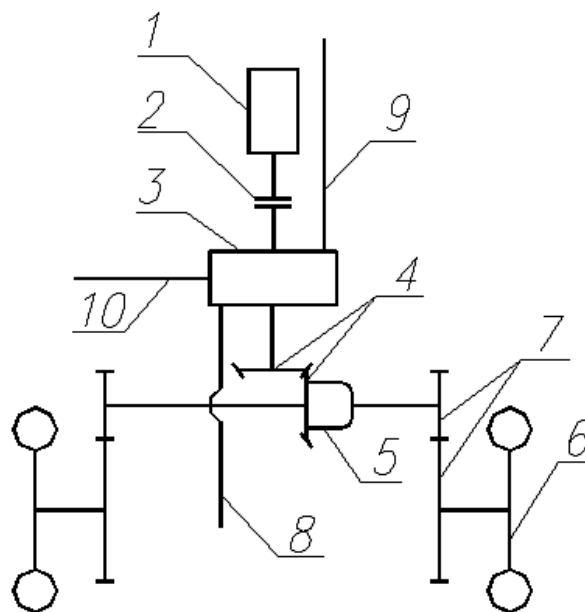
На поперечному валу трансмісії між головною передачею та бортовими редукторами встановлено фрикційний чи планетарний механізм повороту, призначений для змінення напрямку руху трактору.

Найбільше розповсюджений фрикційний механізм повороту (рис.1.12, а) виконано у вигляді двох постійно замкнених багатодискових фрикційних муфт 7. При обох включених фрикціях ведучі зірочки 10 гусениць обертаються синхронно, що забезпечує прямолінійний рух машини. Частковим або повним включенням одного зі фрикціонів зменшують швидкість руху відповідної гусениці, в результаті чого відбувається поворот трактору в бік відстаючої гусениці. На зовнішні барабани фрикціонів діють стрічкові гальма 8, що здійснюють гальмування відключеної від трансмісії гусениці для більш крутого повороту трактору, а також гальмування обох гусениць трактору при руху на схилах і загальмування його на місці.

Прямолінійний рух трактору з планетарним механізмом повороту (рис.1.12, б) забезпечується при затягнутих гальмах 13 до повної зупинки сонячних шестерень 12. При цьому водила 14 та вал 11 будуть обертатися з однаковою швидкістю. Для повороту трактору потрібно відпустити праве чи лівий гальмо 13, в результаті чого один із планетарних механізмів повністю або частково припинить передавати обертовий момент ведучої зірочки 10 гусениці. Вмиканням гальма 8 досягається зменшення радіус повороту засобу. При одночасному вмиканні двох гальм 8 забезпечується зниження швидкості чи

передач, підвищити довговічність двигуна та трансмісії, зменшити вірогідність зупинки двигуна при різкому зростанні навантаження.

В електромеханічній трансмісії обертовий момент дизеля передається через постійно замкнену фрикційну муфту, карданний вал і редуктор силовому генератору, що живить постійним струмом тяговий електродвигун. Обертовий момент якорю тягового електродвигуна передається головною конічною передачею планетарним механізмом повороту, бортовим редукторам і ведучим зірочкам гусеничних стрічок. У порівнянні з механічною та гідромеханічною зазначена трансмісія має просту кінематику (відсутня ступінчаста коробка передач) та забезпечує високі тягові якості трактору за рахунок плавного безступеневого регулювання швидкостей руху машини в залежності від навантаження. Основні недоліки такої трансмісії – складність конструкції, порівняльно великі габаритні розміри та маса, висока вартість.



1 – двигун; 2 – муфта зчеплення; 3 – коробка передач; 4 – головна передача; 5 – диференціал; 6 – ведуче колесо; 7 – кінцева передача; 8,10 – вали відбору потужності; 9 – привід переднього мосту.

Рисунок 1.13 Структурно-функціональна схема трансмісії колісного трактора

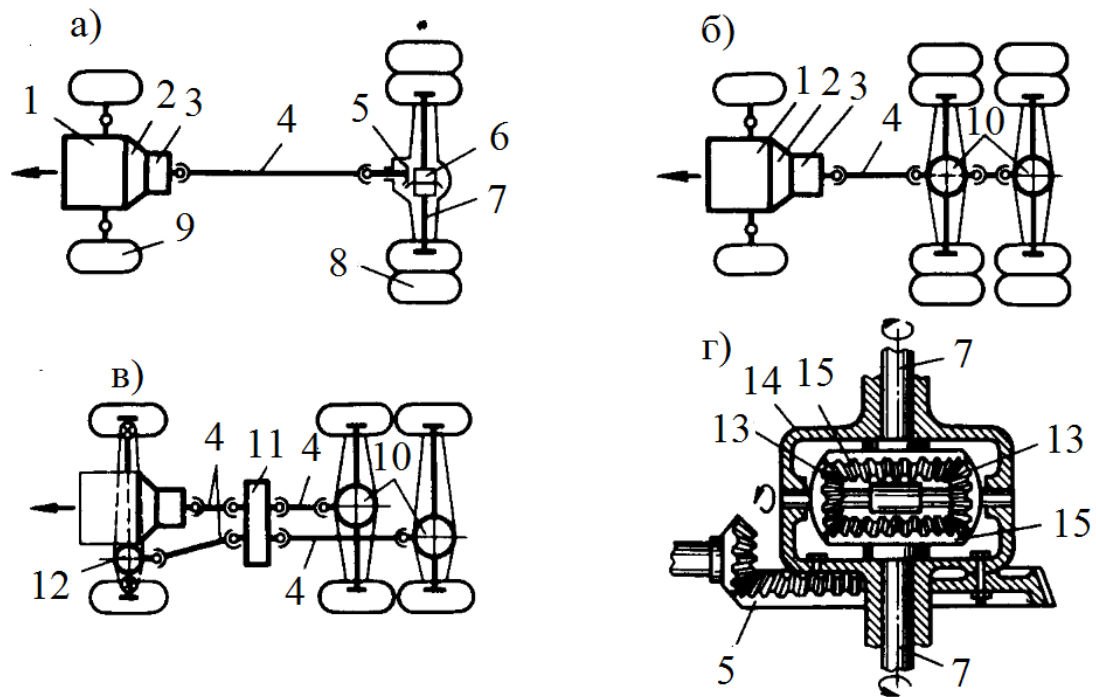


Рисунок 1.14 Структурно-функціональна схема трансмісії автомобіля

На рис. 1.14, а наведена схема механічної трансмісії автомобіля з колісною формулою 4×2 , а рис. 1.14, б – з колісною формулою 6×4 . У автомобіля з колісною формулою 6×6 (рис. 1.14, в) передній ведучий міст 12 з керованими колесами та задні ведучі мости 10 приводяться до дії від роздавальної коробки 11 через карданні вали 4.

Трансмісія автомобіля передає обертовий момент від валу двигуна 1 до ведучих коліс 8, а також приводить в дію різне обладнання, установлене на автомобілі. До якого входять:

- постійно замкнута дискова фрикційна муфта (зчеплення) 2 для плавного з'єднання та швидкого роз'єднання двигуна, що працює, з трансмісією;

- ступінчаста коробка передач 3 із змінним передавальним числом для змінення величини обертового моменту, що підводиться до ведучих коліс в залежності від умов руху, забезпечення руху транспортного засобу заднім ходом і роз'єднання працюючого двигуна з трансмісією при тривалих зупинках машини;

- карданний вал 4, що передає обертовий момент під змінюючим кутом від коробки передач до підресореного заднього мосту;

- головна передача 5 (одинарна чи подвійна), що передає рух під прямим кутом до напівосей 7 і зростає тягову силу на ведучих колесах;

- напівосі (вали) 7, що передають обертовий момент до закріплених на них ведучим колесам 8.

- диференціал 6 для розподілу обертового моменту між ведучими колесами, що забезпечує їх обертання з різними кутовими швидкостями на поворотах і по нерівній поверхні;

Складовими частинами диференціала (рис. 1.14, г) є напівосьові шестерні 15, закріплені на напівосях 7, сателіти 13 і коробка 14, на якій закріплена відома шестерня головної передачі 5. При прямолінійному руху автомобіля по рівній дорозі напівосі 7 з шестернями 15 обертаються з однаковою швидкістю, що дорівнює швидкості обертання коробки 14, а сателіти залишаються нерухомими відносно своїх осей.

Якщо одно з ведучих коліс буде випробувати більший опір дороги, сателіти почнуть перекочуватися по уповільнюваній своє обертання напівосьової шестерні, при цьому друга напівосьова шестерня за рахунок обертання сателітів почне крутитися швидше.

В трансмісії автомобілів, що працюють з автономним вантажно-розвантажувальним обладнанням, самоскидними причепами та напівпричепами, а також як база будівельних машин, додатково включена коробка відбору потужності для приводу насосів гідросистеми підйомних механізмів і навісного робочого обладнання. Ходова частина автомобіля складається з несучої рами, на якій монтуються всі агрегати, кузов і кабіна водія, переднього та заднього мостів із пневмоколесами та пружної підвіски, що поєднує несучу раму з мостами. Колеса автомобілів нормальної прохідності мають пневматичні шини високого тиску ($0,5 \div 0,7$ МПа), а підвищеної прохідності – шини низького тиску ($0,17 \div 0,49$ МПа) зі збільшеною опорною поверхнею.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН

2.1 Класифікація двигунів внутрішнього згорання

- за видом палива: дизельні, бензинові, газові;
- за способом сумішеутворення: карбюраторні, дизельні, інжекторні;
- за розташуванням циліндрів: рядні, V-подібні, опозитні;

Основні параметри ДВЗ:

- індикаторна потужність (N_i) – потужність в циліндрах двигуна;
- ефективна потужність (N_e) – потужність на колінчатому валу двигуна;
- робочий об'єм – простір між крайніми положеннями поршня;
- частота обертання колінчатого вала двигуна (n_e), рад/сек;
- ефективний крутний момент на валу двигуна (M_e), н·м;
- витрата палива (G), л/100 км, л/год.

Характерною особливістю сучасних двигунів будівельних і дорожніх машин є використання наддуву – примусового заповнення циліндрів повітрям під тиском, що дозволяє збільшити кількість палива, що спалюється і, отже, потужність від 40 до 100%, крутний момент і поліпшити характеристики двигунів.

У стандартній схемі наддуву, відпрацьовані гази з циліндрів надходять на лопатки турбіни, після чого приводиться в обертання вал турбіни і компресор, який засмоктує повітря з атмосфери і нагнітає його в циліндри. Крім використання енергії вихлопних газів перевагою такої схеми перед приводом компресора від колінчастого вала є саморегулювання, що полягає в тому, що зі збільшенням потужності двигуна зростають тиск і температура відпрацьованих газів і, отже, кількість повітря, що подається в циліндри турбокомпресором.

Варіанти удосконалення систем наддуву:

- використання двох турбін, що працюють по змінній схемою, коли колінчастий вал обертається зі швидкістю до 500 об/хв, клапан в випускному колекторі підключає до роботи турбіну малої потужності, щоб великою

кількістю повітря не збіднити суміш. При збільшенні частоти обертання підключається друга турбіна більшої потужності;

- використання турбіни із змінною геометрією лопатей;

- використання інтеркулера (проміжного охолоджувача), при стисненні повітря в компресорі відбувається його нагрівання і зниження щільності, що знижує кількість повітря, що закачується в циліндри, тому після компресора повітря пропускають через радіатор (охолоджувач).

Для оцінки техніко-економічних показників двигунів при роботі в умовах частої зміни тягового і швидкісного режимів, що особливо характерно для будівельних і дорожніх машин, використовуються характеристики двигунів, які можуть бути отримані під час випробувань на спеціальних стендах або визначені розрахунковим шляхом.

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна це залежність потужності, крутного моменту, витрати палива від частоти обертання колінчастого вала при максимальній подачі палива. Для побудови графіка цієї характеристики необхідно розрахувати ряд поточних значень потужності за допомогою емпіричного рівняння:

$$N_e = N_N (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3), \quad (2.1)$$

де: N_N – максимальна потужність двигуна, кВт, для карбюраторних двигунів: $a=b=c=1$; для дизельних: $a=0,6$; $b=1,4$; $c=1$.

Значення λ варто вибирати в діапазоні від 0,2 до 1,1 для карбюраторних двигунів і до 1,0 для дизельних двигунів, наприклад: 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0.

Поточні значення кутової швидкості колінчастого вала:

$$n_e = \lambda n_N, \quad (2.2)$$

де: n_N – кутова швидкість колінчастого вала при максимальній потужності двигуна, рад/сек.

Отримані значення потужності двигуна N_e , та кутової швидкості колінчастого вала n_e , дозволяють розрахувати крутний момент на

колінчатому валу при відповідній частоті обертання колінчатого вала n_e по формулі:

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{n_e}, \quad (2.3)$$

2.2 Побудова графічних характеристик двигуна

За отриманими розрахунковими крапками можна побудувати дві криві зовнішньої швидкісної характеристики (рис. 2.1) двигуна.

Проаналізувавши отримані криві, можна зробити висновки про те, що максимальний крутний момент розвивається двигуном при меншій кількості оборотів, ніж максимальна потужність, що в свою чергу визначає раціональні режими роботи будівельних і дорожніх машин в робочому і транспортному циклах. У робочому режимі потрібні максимальні тягові зусилля і, відповідно, робота на менших оборотах двигуна, ніж в транспортному режимі, коли потрібна максимальна швидкість руху.

Дизельні двигуни будівельних і дорожніх машин часто обладнуються всережимними регуляторами, в цьому випадку зовнішня характеристика, називається механічною регуляторною характеристикою дизельного двигуна і будується графічним способом в основному діапазоні швидкісного регулювання (рис. 2.2), починаючи з частоти обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту, n_M і закінчуючи максимальною частотою обертання на холостому ході, n_x , значення яких визначаються залежностями:

$$n_M = \chi_0 n_N, \quad (2.4)$$

де: χ_0 – коефіцієнт зниження частоти, $\chi_0 = 0,7$.

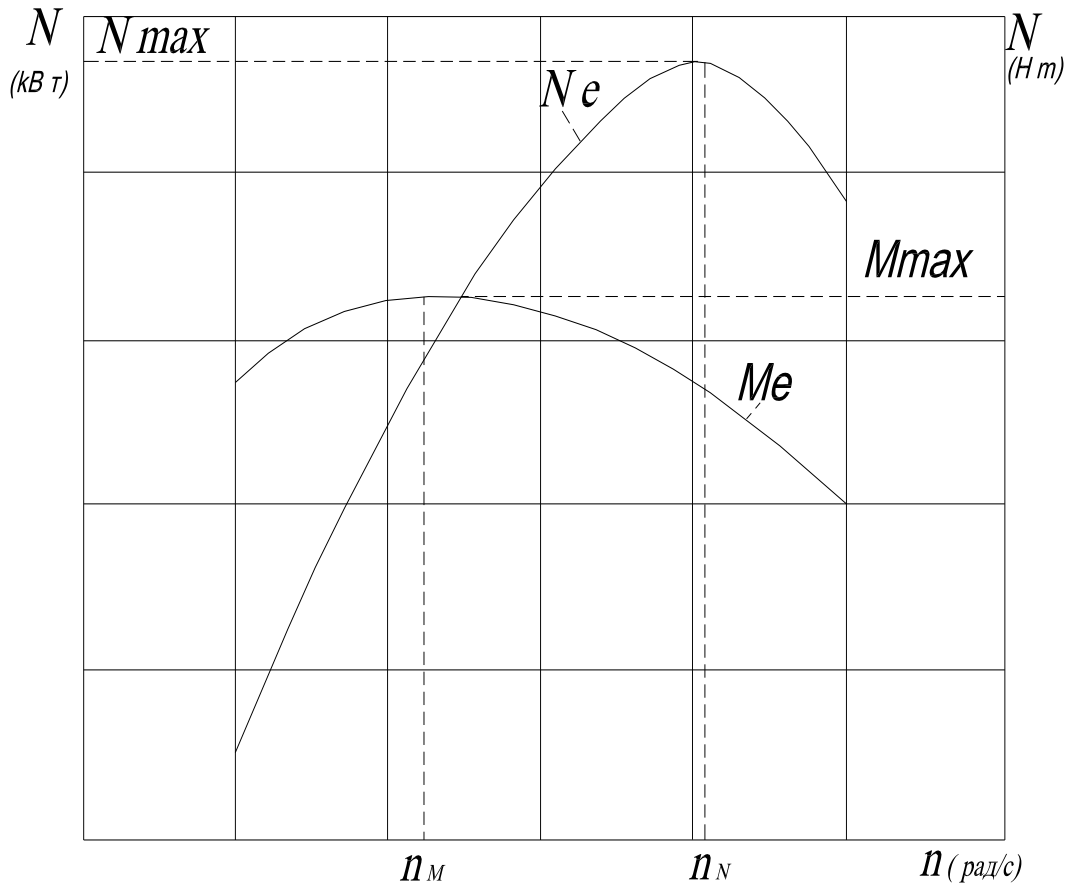


Рисунок 2.1 – Зовнішня характеристика двигуна

$$n_x = \frac{n_N}{1 - \chi_p}, \quad (2.5)$$

де: χ_p – ступінь регулятора, $\chi_p = 0,9$.

Значення максимального крутного моменту:

$$M_{\max} = M_N \chi_M, \quad (2.6)$$

де: M_N – крутний момент, що відповідає максимальній потужності,

χ_M – коефіцієнт двигуна, $\chi_M = 1,1$.

РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК СИЛОВИХ ТА ШВИДКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЯГАЧІВ

3.1 Основні методи розрахунку параметрів руху

Рішення диференціального рівняння руху машини в загальному вигляді неможливо, так як невідомі точні функціональні залежності, що пов'язують основні діючі сили зі швидкістю машини. Тому рівняння руху зазвичай вирішують наближено, використовуючи прості і наочні графо-аналітичні методи, які забезпечують необхідну точність результатів. Найбільшого поширення набули:

- метод сілового балансу,
- метод потужного балансу,
- метод динамічної характеристики.

Рівняння руху машини запишемо у вигляді:

$$\sum_{k=1}^n P_k = 0, \quad (3.1)$$

де: P_k – сили, що діють на машину.

Рівняння сілового балансу полягає у співставленні сил: рушійних та опору:

$$P_T - (P_k + P_i + P_w + P_{in} + P_p) = 0, \quad (3.2)$$

де: P_T – сила тяги;

P_K – сила опору коченню;

P_i – сила опору руху на уклін;

P_w – сила опору повітря;

P_{in} – сила інерції;

P_p – сила опору на робочому обладнанні.

У рівнянні сілового балансу, написаному для загального руху, всі сили опору умовно позначені зі знаком плюс. Однак в залежності від характеру руху сили інерції та укліну можуть бути або силами опору, або рухомими силами.

При русі на підйом, а також при пришвидченні значення цих сил в рівняння потрібно підставляти зі знаками плюс, а у випадках руху на спуску і з уповільненням – із знаками мінус.

3.2 Визначення рушійних сил та сил опору, які діють в різних умовах руху машин

Класифікація сил, що діють при русі будівельних та дорожніх машин

Сили рушійні:

- сили тяги: за потужністю двигуна, за зчепленням;
- складові сили ваги при русі вниз по укліну;
- сили інерції при гальмуванні.

Сили опору:

- сили опору коченню;
- сили опору повітря;
- сили від дії вітру;
- складові сили ваги при русі вгору по укліну;
- сили інерції при прискоренні;
- сили опору розробці матеріалів;

При розрахунках в рівняння силового балансу для загального випадку руху, силу опору укліну при русі на підйом, а також силу інерції при розгоні потрібно підставляти зі знаками плюс, а у випадках руху на спуск та з замедленням – із знаками мінус.

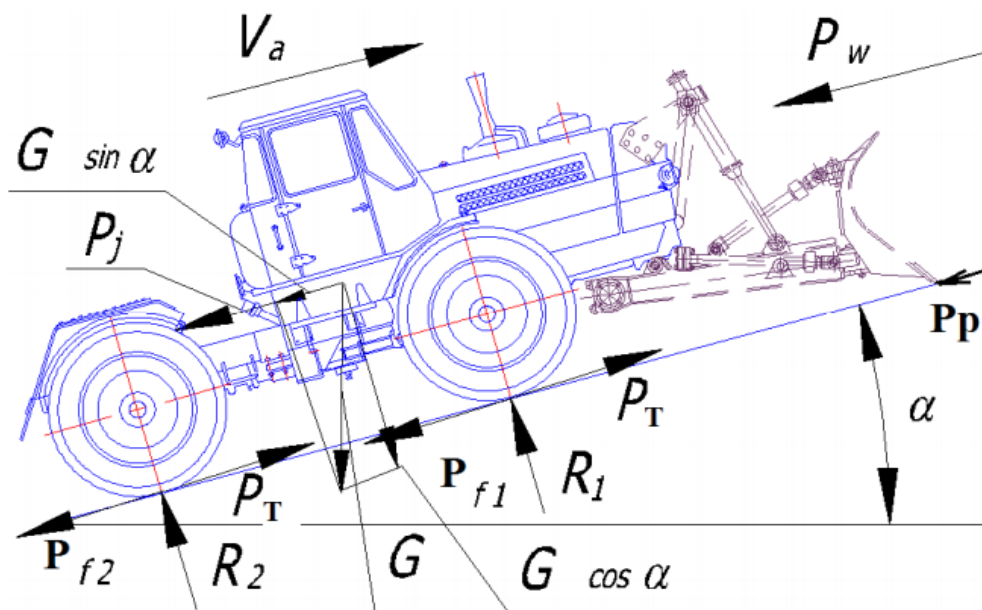


Рисунок 3.1 – Схема сил, що діють на бульдозер при русі вгору по схилу

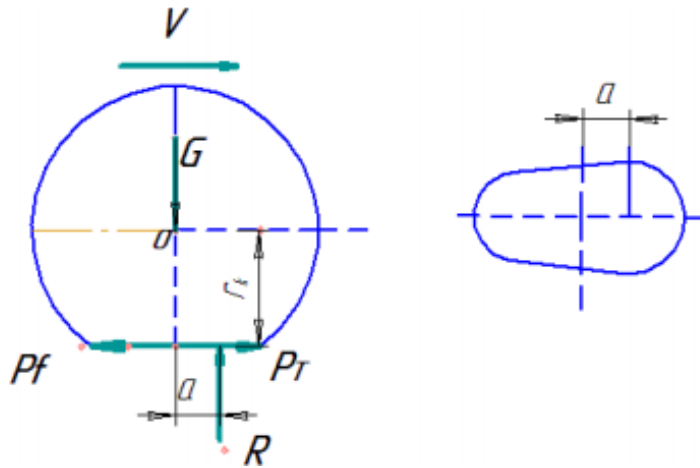


Рисунок 3.1 – Схема сил, що діють на колесо

Згідно рис. 3.1, запишемо силу тяги на колесі, як:

$$P_T = \frac{M_k}{r_k}, \quad (3.3)$$

де M_k – крутний момент на колесі, який визначимо як:

$$M_k = M_e \cdot i_{mp}, \quad (3.4)$$

де M_e – крутний момент двигуна.

Звідки сила тяги по потужності двигуна дорівнює:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{TP} \cdot \eta_{TP}}{r_k}, \quad (3.5)$$

де: i_{TP} – передатне число трансмісії;

η_{TP} – к.к.д. трансмісії;

r_k – радіус ведучого колеса або зірочки, м.

Сила тяги по зчепленню з поверхнею можна знайти:

$$P_\phi = \phi \cdot G_M, \quad (3.6)$$

де: ϕ – коефіцієнт зчеплення ведучого колеса з поверхнею.

Таблиця 3.1 Значення коефіцієнту зчеплення для різних поверхонь

Вид поверхні	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетон	0,7÷0,8
Щебінь	0,6÷0,7
Грунт	0,5÷0,6
Пісок	0,3÷0,4
Сніг	0,2÷0,3

Сила опору коченню визначається виразом:

$$P_k = f \cdot G_M, \quad (3.7)$$

де: f – коефіцієнт опору коченню;

G_M – вага машини.

Таблиця 3.2 Значення коефіцієнту опору коченню для різних поверхонь

Вид поверхні	Коефіцієнт опору коченню
Асфальтобетон	0,01 – 0,02
Щебінь	0,03 – 0,04
Грунт	0,04 – 0,05
Пісок	0,05 – 0,06
Сніг	0,06 – 0,07

Сила опору укліну:

$$P_i = i \cdot G_M, \quad (3.8)$$

де: i – уклін дороги.

Сила опору повітря:

$$P_w = k_o \cdot F \cdot v^2, \quad (3.9)$$

де: k_o – коефіцієнт опору повітря, н сек²/м⁴;

F – лобова площа машини:

$$F = B \cdot H, \quad (3.10)$$

де: B – колія передніх коліс машини;

H – висота машини, м;

v – швидкість руху, м/сек.

Загальна сила інерції, яка складається з сил інерції поступально рухомих мас та обертально рухомих мас може бути записана у вигляді:

$$P_{in} = P_{inP} + P_{inO}, \quad (3.11)$$

де P_{inP} – сила інерції поступально рухомих мас;

P_{inO} – сила інерції обертально рухомих мас.

Таблиця 3.3 Значення коефіцієнту опору повітря для різних типів машин

Тип машини	Коефіцієнт опору повітря, k_o , н сек ² /м ⁴
Будівельно-дорожня машина на базі спецшасі	0,7 – 0,8
Будівельно-дорожня машина на базі трактора	0,6 – 0,7
Будівельно-дорожня машина на базі автомобіля	0,5 – 0,6

Сила інерції поступально рухомих мас дорівнює:

$$P_{inP} = \frac{G_M}{g} \cdot j, \quad (3.12)$$

де G_M – вага машини;

g – прискорення вільного падіння;

j – прискорення або замедлення машини.

Сила інерції обертально рухомих мас дорівнює:

$$P_{inO} = \frac{I_M \varepsilon_M i_{TP}}{r_k} \cdot \eta + \frac{I_k \varepsilon_k}{r_k}, \quad (3.13)$$

де I_M , I_k – моменти інерції маховика двигуна та ведучих коліс;

ε_M , ε_k – кутове прискорення або замедлення маховика двигуна та ведучих коліс;

r_k – радіус ведучого колеса;

i_{TP} – передатне число трансмісії.

Після перетворень отримаємо:

$$P_{in} = \frac{G}{g} j \cdot \left(\frac{1 + g I_M i_{TP}^2}{G r_k^2} \cdot \eta_{TP} + \frac{g I_k}{G r_k^2} \right), \quad (3.14)$$

Вираз у дужках визначимо, як коефіцієнт обліку обертальних мас δ .

Тоді загальна сила інерції може бути записана у вигляді:

$$P_{in} = k \cdot \frac{G}{g} \cdot j, \quad (3.15)$$

Коефіцієнт обліку обертальних мас може бути визначено за емпіричною залежністю:

$$k = 1 + 0.06 \cdot i_{tp}^2, \quad (3.16)$$

3.3 Розрахунок швидкості руху з урахуванням буксування ходового обладнання

Кутова швидкість обертання ведучих коліс може бути визначена за формулою:

$$n_k = \frac{n_e \cdot r_k}{i_{mp}}, \quad (3.17)$$

де: n_e – кутова швидкість обертання колінчатого валу двигуна машини;

r_k – радіус ведучого колеса;

i_{mp} – передатне число трансмісії.

Звідки, лінійна швидкість руху може бути записана у вигляді:

$$V_k = n_k \cdot r_k, \quad (3.18)$$

Відповідно:

$$V_k = \frac{n_e \cdot r_k}{i_{mp}}, \quad (3.19)$$

При експлуатації будівельних і дорожніх машин відбувається часткове буксування рушія машини, що призводить до зміни параметрів руху, зокрема до зменшення швидкості, в цьому випадку швидкість руху машини визначається за формулою:

$$V = \frac{n_e \cdot r_k}{i_{mp}} (1 - \delta), \quad (3.20)$$

де: δ – коефіцієнт буксування пневмоколісного движителя, який може бути визначений за емпіричною залежністю, яка запропонована професором Ульяновим М.О:

$$\delta = A \frac{P_T}{G_M} + B \left(\frac{P_T}{G_M} \right)^m, \quad (3.21)$$

де: A, B, m – коефіцієнти, що залежать від свойств поверхонь по яких рухається машина, параметрів ходового обладнання.

Для щільних ґрунтів і тиску воздуха в шинах 3 атм, $A=0,12$, $B=14,79$, $m=6$.

3.4 Визначення передатних чисел трансмісії за показниками тягових і швидкісних параметрів

Передатне число трансмісії на першій передачі визначається, виходячі з максимальних значень сили тяги по зчепленню та крутного моменту двигуна:

$$i_{mp1} = \frac{P_\phi \cdot r_k}{M_{\max} \cdot \eta}, \quad (3.22)$$

де: P_ϕ – сила тяги за зчепленням;

r_k – радіус ведучого колеса;

M_{\max} – максимальний крутний момент двигуна машини;

η – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Передатне число трансмісії на другій, третій та інших передачах розраховується по формулі:

$$i_{mp2} = i_{mp1} \cdot q, \quad i_{mp3} = i_{mp2} \cdot q, \quad (3.23)$$

де q – знаменник геометричної прогресії.

При проєктуванні трансмісій тягачів будівельних та дорожніх машин, $q=0,6 \div 0,8$.

Передатне число трансмісії на найвищій передачі визначається з урахуванням максимально можливої швидкості руху в транспортному режимі за умовами стійкості машини:

$$i_{mp} = n_{eN} \cdot r_k / V_{\max}, \quad (3.24)$$

де: n_{eN} – кутова швидкість колінчатого валу при максимальній потужності двигуна;

V_{max} – максимально можлива швидкість руху за умов збереження стійкості V_{cm} або дотримання обмежень згідно з правилами дорожнього руху V_{ndp} .

$$V_{max} \leq V_{cm}, \leq V_{ndp}, \quad (3.25)$$

Якщо прийняти, що відомо передатне число головної передачі $i_{гп}$ та бортового редуктора $i_{бр}$, то передатне число коробки передач дорівнює:

$$i_{кп} = i_{гп} / i_{бр}, \quad (3.26)$$

Питання для самостійної роботи за розділами 1÷3.

1. Наведіть перелік відомих світових виробників будівельних та дорожніх машин?
2. На які види розподіляють тягачі будівельних та дорожніх машин?
3. Наведіть приклади їх характеристик та застосування?
4. Назвіть види схем, які пояснюють конструкцію будівельних та дорожніх машин?
5. Найбільш поширені трансмісії сучасних будівельних та дорожніх машин?
6. Які найбільш поширені двигуни сучасних будівельних та дорожніх машин?
7. У чому сутність тягових розрахунків будівельних та дорожніх машин?
8. Надайте характеристику силам, які діють на машини.

4 ПОБУДОВА ТА ПРАКТИЧНЕ ВИКОРИСТАННЯ ТЯГОВОЇ ТА СИЛОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

4.1 Тягова та силова характеристики тягача

Для аналізу тягових властивостей машин будують тягову характеристику машини в системі координат сили тяги і швидкості для усіх передач трансмісії. По вертикальній вісі відкладають розраховану силу тяги, а по горизонтальній відповідну швидкість руху (рис. 4.1).

Таким чином, тягова характеристика – це графік залежності сили тяги від швидкості, за допомогою якого можна визначити важливі показники експлуатаційних якостей машини.

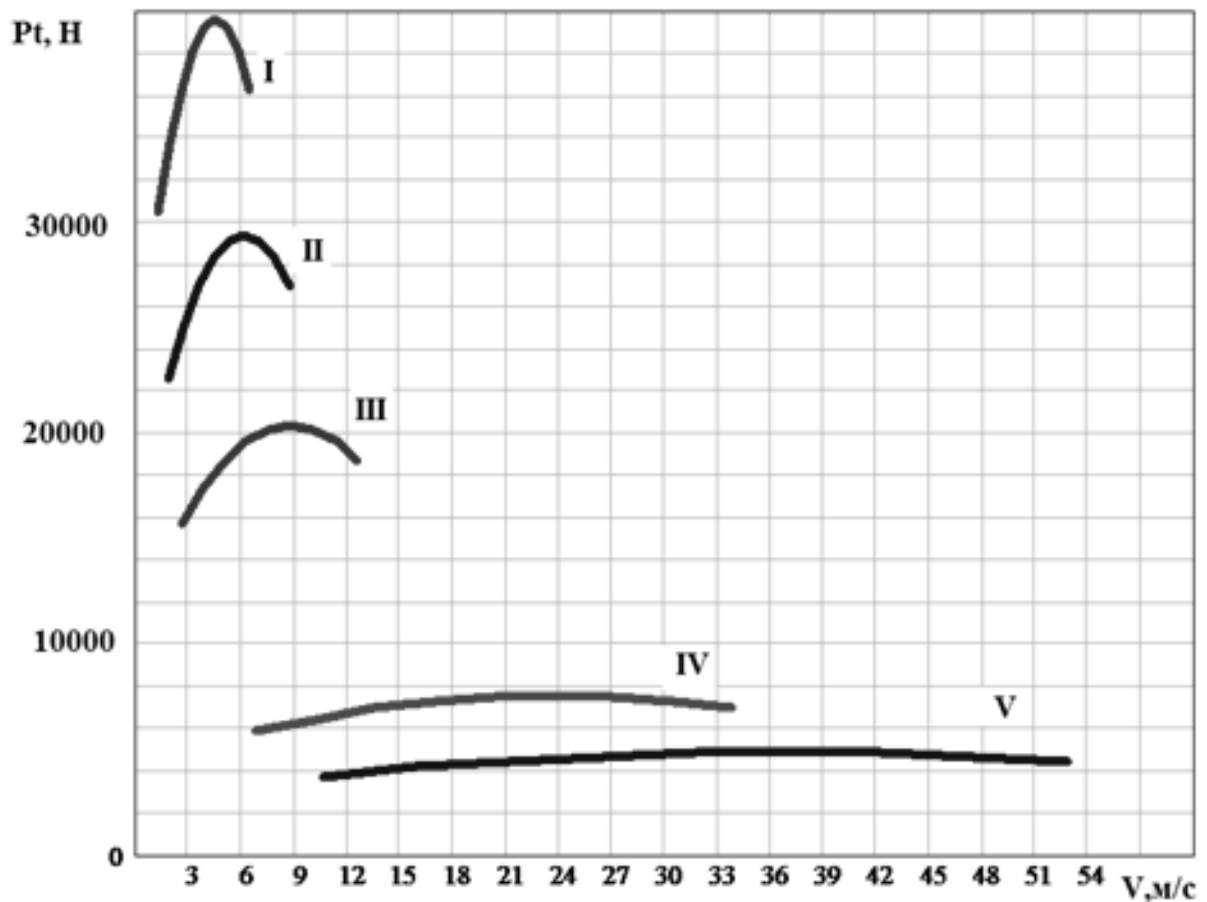


Рисунок 4.1 Тягова характеристика

Тягова характеристика визначає максимальну силу тяги, якої тягач може досягти на кожній передачі, діапазон швидкостей, у якому можливий рух машини, взаємозв'язок між силою тяги і швидкістю, тобто: як змінюється сила тяги при зміні швидкості.

Якщо, на графік тягової характеристики нанести силу тяги по зчепленню, а також, сили опору руху машини, такі як: силу опору дороги та повітря, силу інерції, ми отримаємо графік силової характеристики, або силового балансу (рис. 4.2).

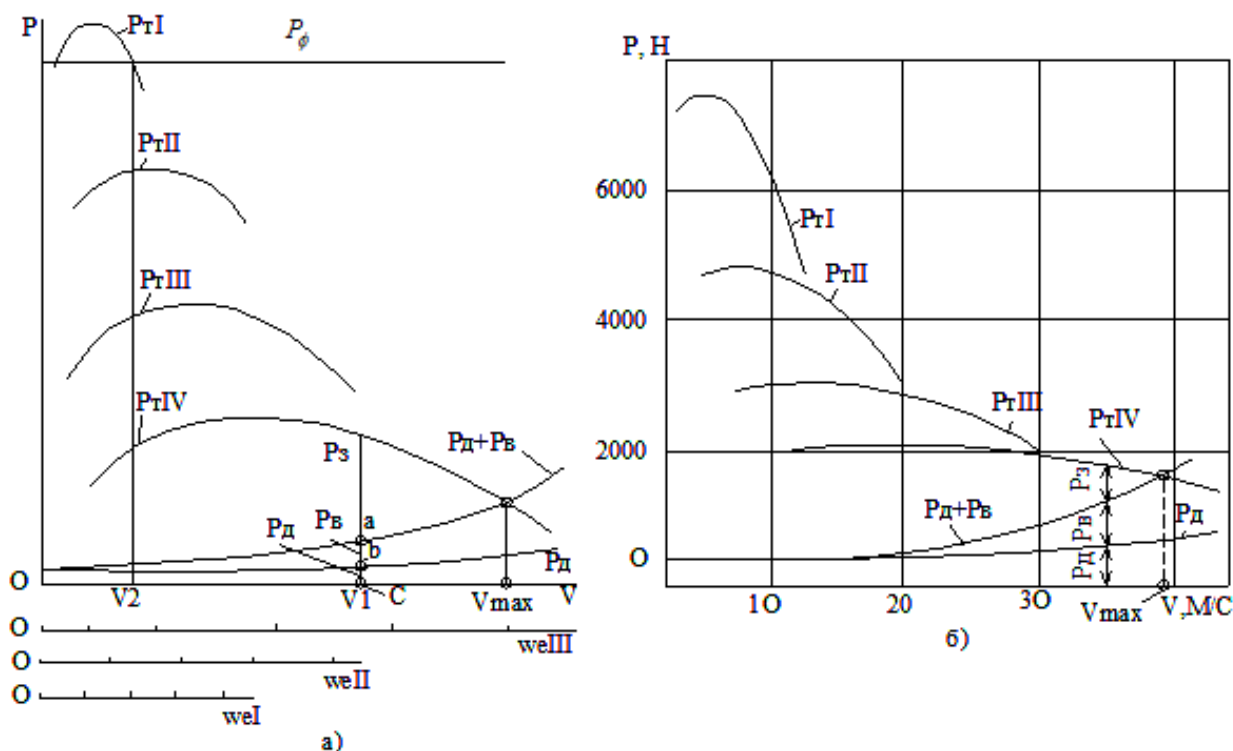


Рисунок 4.2 – Графік силової характеристики машини
а – загальний вид; б – приклад розрахунку

Цей графік дозволяє за допомогою графо-аналітичних методів розв'язувати широке коло практичних інженерних задач.

Графік силової характеристики будується таким чином.

Спочатку у нижній частині графіка тягової характеристики наносять пряму силу опору дороги P_0 , побудовану для одного значення коефіцієнта опору дороги k .

$$P_0 = P_k + P_i, \quad (4.1)$$

де P_k – сила опору коченню;

P_i – сила опору підйому на уклін.

$$\kappa=f+i, \quad (4.2)$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

i – коефіцієнт укліну.

Криву сили опору повітря P_g будують, відкладаючи значення цієї сили вгору від відповідних значень сили P_o .

Крива сумарного опору P_o+P_g визначає величину тягової сили, необхідної для руху з постійною швидкістю. Якщо при деякій швидкості крива P_m проходить вище кривої P_o+P_g , то відрізки P_z , укладені між цими кривими, являють собою нереалізовану частину сили тяги, яку можна використовувати для подолання підвищеного опору дороги або для розгону.

4.2 Розрахунок параметрів руху будівельних машин

За допомогою отриманого графіка силового балансу можна визначити основні показники динамічності при рівномірному русі. Наприклад, максимальну швидкість v_{max} визначають по абсцисі точки перетину кривих P_m і P_o+P_g , так як при цьому запас сили, а отже, і прискорення дорівнюють нулю. Якщо крива P_m проходить нижче сумарної кривої, то машина рухається уповільнено.

Для визначення максимального опору дороги, який може подолати машина при рівномірному русі, наприклад, зі швидкістю v_l потрібно з ординати P_m відняти ab , рівний в обраному масштабі силі P_m при швидкості v_l . Сума відрізків P_z і be в тому ж масштабі являє собою $P_{o\max}$.

Щоб врахувати можливість буксування ведучих коліс, потрібно, визначивши для заданого значення коефіцієнта зчеплення силу зчеплення P_ϕ , провести горизонтальну лінію, як показано на рис. 4.2. У зоні, розташованій нижче цієї лінії, дотримується умова $P_\phi \leq P_m$, а в зоні вище неї воно не дотримується та рух в цій зоні неможливий.

Тому для приклада невинний рух на четвертій, третьої і другій передачах можливий у всьому інтервалі швидкостей від мінімальної до максимальної. На першій же передачі рух без буксування коліс при повному навантаженні двигуна можливо лише зі швидкістю, більшою чи рівною швидкості.

Для руху на першій передачі зі швидкістю, яка менше швидкості, необхідно прикрити дросельну заслінку і тим самим зменшити силу.

Питання для самостійної роботи за розділом 4.

1. На основі якого рівняння будується графік тягової характеристики?
2. Назвіть параметри руху будівельної і дорожньої машини, які можна визначити за допомогою тягової характеристики.
3. В чому полягає різниця між тяговою та силовою характеристикою?
4. Назвіть параметри руху будівельної і дорожньої машини, які можна визначити за допомогою силової характеристики.
5. Які методи використовуються при визначенні параметрів руху за допомогою тягової та силової характеристик?
6. Назвіть припущення, які застосовуються при побудові тягової та силової характеристик.
7. Чи враховують тягова та силова характеристики зчпні якості машини?

РОЗДІЛ 5 ПОТУЖНИЙ БАЛАНС БУДІВЕЛЬНИХ ТА ДОРОЖНІХ МАШИН

5.1 Рівняння потужносного балансу

Для аналізу динамічних властивостей машини можна замість співвідношення сил використовувати зіставлення тягової потужності з потужністю, необхідної для подолання опору руху.

За аналогією з рівнянням силового балансу, рівняння потужного балансу можна написати в наступному вигляді:

$$N_T - (N_k + N_i + N_w + N_{in} + N_p) = 0. \quad (5.1)$$

Розглянемо спочатку рішення рівняння для руху на одній передачі.

Нанесемо в координатах N - v швидкісну характеристику двигуна для вищої передачі, як показано на рисунку 5, а. Вниз від кривої N_e відкладемо значення потужності, яка витрачається на подолання тертя в трансмісії, в результаті чого отримаємо криву N_T .

Значення потужності можна визначити за формулою:

$$N_T = \eta_{TP} N_e, \quad (5.2)$$

В нижній частині наносять графік, для побудови якого значення потужності визначають за формулою:

$$N_D = P_D \cdot v_M, \quad (5.3)$$

Якщо вважати, що коефіцієнт $f = const$, то цей графік є похилою прямою, що проходить через початок координат.

Вгору від кривої відкладають значення потужності опору повітря N_w , яка визначається за формулою:

$$N_w = P_w \cdot v_M, \quad (5.4)$$

Відрізки ординат між кривою N_w і віссю абсцис визначають сумарну потужність витрачену на подолання опору дороги та повітря.

Відрізки N_z між кривими N_T і N_w , є запасом потужності, яка може бути витрачена на подолання підвищеного опору дороги або на розгін.

При рівномірному русі потужність витрачається тільки на подолання опорів дороги і повітря. Якщо дросельна заслінка відкрита повністю, то найбільшу швидкість v_{max} машина розвиває, коли потужність N_T дорівнює сумі потужностей $N_D + N_w$.

Для рівномірного руху по тій же поверхні з меншою швидкістю, водій повинен прикрити дросельну заслінку. Наприклад, для руху зі швидкістю v_1 заслінку слід прикрити так, щоб потужність змінювалася по кривій, показаної на рис. 4.1 – штриховою лінією.

Графік потужного балансу для декількох передач будують таким же чином, тільки замість однієї пари кривих N_e наносять кілька в залежності від числа ступенів в коробці передач (рис. 4.2).

При зміні передавального числа i_k змінюється лише швидкість машини, потужність N_e , та N_T , якщо не враховувати зміни коефіцієнта корисної дії трансмісії на різних передачах, залишаються без змін.

При розрахунках в рівняння потужного балансу для загального випадку руху, потужності при русі на підйом, а також при розгоні потрібно підставляти зі знаками плюс, а у випадках руху на спуск та з замедленням – зі знаками мінус.

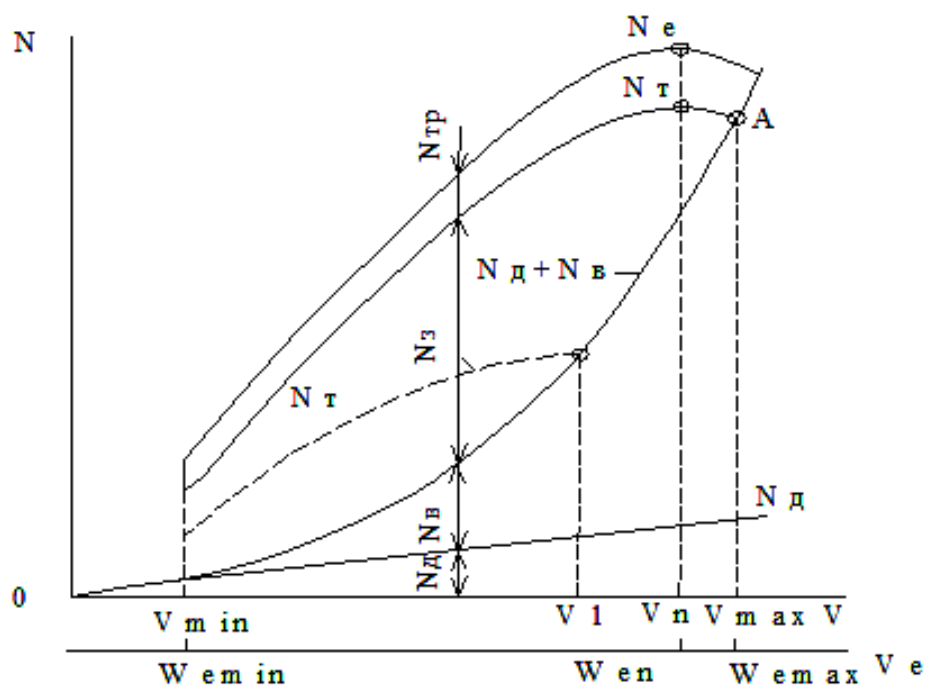


Рисунок 4.1 Графік потужного балансу машини на одній передачі

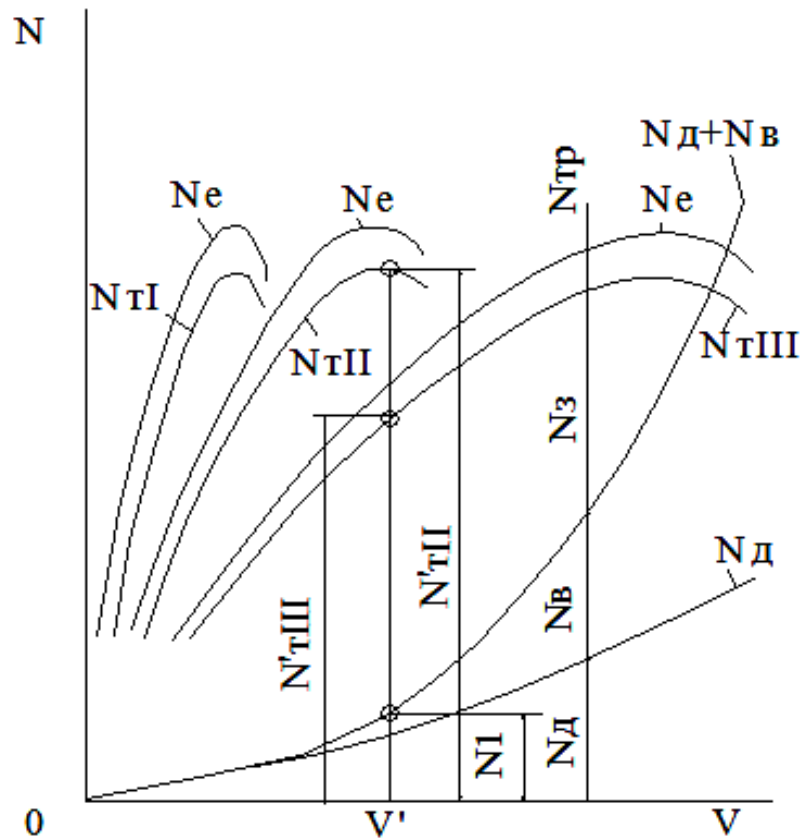


Рисунок 4.2 Графік потужного балансу машини на декількох передачах

5.2 Ступінь використання потужності двигуна

Ступенем використання потужності двигуна називають відношення потужності, необхідної для руху машини, до потужності, яку двигун може розвинути при повністю відкритій дросельній заслінці:

$$I = \frac{N_{\text{Д}} + N_{\text{в}} + N_{\text{пI}}}{N_{\text{е}} \cdot \eta}, \quad (5.5)$$

При русі з постійною швидкістю:

$$I = \frac{N_{\text{Д}} + N_{\text{в}}}{\eta_{\text{ТР}} N_{\text{е}}}, \quad (5.6)$$

Ступінь використання потужності залежить від типу і стану дорожнього покриття, швидкості та передавального числа трансмісії.

Наприклад, при швидкості, що дорівнює V^l , сумарна потужність опору дороги і повітря дорівнює N_1 , а потужність, що підводиться до ведучих коліс дорівнює на третій передачі N'_{TIII} та N'_{TII} – на другий.

Тоді ступінь використання потужності на третій передачі дорівнює:

$$I_1 = \frac{N'_1}{N'_{TIII}}, \quad (5.7)$$

на другій передачі:

$$I_2 = \frac{N_1}{N'_{TII}}, \quad (5.8)$$

Але $N'_{TII} > N'_{TIII}$, тому $I_2 < I_1$.

РОЗДІЛ 6 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ЗА ДОПОМОГОЮ ДИНАМІЧНОГО ПАСПОРТУ

6.1 Визначення динамічного фактора за потужністю та зчепленню

Практичне використання методів силового і потужного балансів ускладнено, так як для різних значень коефіцієнта опору дороги на графіку силового балансу доводиться наносити декілька горизонтальних ліній, а на графіку потужнісного балансу – низка кривих.

Ця обставина ускладнює практичне використання графіків і пов'язане з додатковою витратою часу. Крім того, за потужнісним і силовим балансами не можна порівнювати динамічність машин, що мають різні ваги, так як, при русі їх в однакових умовах, сила та потужність, необхідні для подолання опору дороги різні.

Цих недоліків позбавлений метод рішення рівняння руху машини за допомогою динамічного паспорту.

Для побудови динамічного паспорту спочатку необхідно розрахувати динамічний фактор за повної та власної ваги машини за потужністю та за зчепленням.

Розглянемо рівняння силового балансу:

$$P_T - (P_k + P_i + P_w + P_{in} + P_p) = 0, \quad (6.1)$$

Перенесемо сили опору $P_k + P_i$ в праву частину рівняння та поділимо обидві частини на вагу машини:

$$P_T - P_w - P_{in} - P_p / G = P_k + P_i / G, \quad (6.2)$$

Або, якщо машина працює в транспортному режимі, то $P_p = 0$, сила інерції може бути визначена: $P_{in} = k \cdot \frac{G}{g} \cdot j$, сила опору дороги дорівнює:

$P_\psi = P_k + P_i = G \cdot \psi$, після деяких перетворень, запишемо:

$$\frac{P_T - P_w}{G} = \psi + k \cdot \frac{j}{g} = D, \quad (6.3)$$

Динамічним фактором D називають відношення різниці сили тяги і сили опору повітря до ваги машини.

За умови рівномірного руху динамічний фактор дорівнює коефіцієнту опору дороги:

$$D = \psi = \frac{P_T - P_w}{G}, \quad (6.4)$$

В багатьох випадках будівельні та дорожні машини рухаються зі швидкістю меншою за 10 м/сек, тому можна знехтувати силою опору повітря:

$$D = \frac{P_T}{G}, \quad (6.4)$$

З погляду на те, що сила тяги по зчепленню дорівнює: $P_{T\varphi} = G \cdot \varphi$, динамічний фактор по зчепленню для машини з усіма ведучими колесами:

$$D_\varphi = \frac{P_{T\varphi} - P_w}{G} = \frac{G \cdot \varphi - P_w}{G}, \quad (6.5)$$

Якщо: $P_w \leq P_{T\varphi}$,

$$D_\varphi = \varphi, \quad (6.6)$$

У разі, якщо ведучими є тільки передні або задні колеса, вирази (6.5) та (6.6) приймуть вигляд:

$$D_\varphi = \frac{P_{T\varphi} - P_w}{G} = \frac{G_2\varphi - P_w}{G}, \quad (6.7)$$

$$D_\varphi = \frac{G_2}{G} \varphi, \quad (6.8)$$

Треба зазначити, що для сталого руху, необхідно виконання умови:
 $D_\varphi \geq D$.

6.2 Визначення показників руху за допомогою динамічної характеристики

Динамічною характеристикою називають графік залежності динамічного фактора машини з повним навантаженням від швидкості її руху на різних передачах (рис. 6.1).

Методом динамічної характеристики рівняння руху машини вирішують простіше, ніж методами силового або потужного балансів.

В цьому випадку зіставляють величини динамічних факторів за умовами тяги і за умовами зчеплення з величиною коефіцієнта опору дороги.

Наприклад, для визначення максимальної швидкості руху в дорожніх умовах, які характеризуються відповідним коефіцієнтом, потрібно на осі координат динамічної характеристики відкласти його величину в тому ж масштабі, що і масштаб D , і провести пряму, паралельну осі абсцис.

При цьому можливо кілька випадків:

а) Якщо лінія (1-1 на рис. 6.1, а) перетинає криву динамічного фактора, то максимальна швидкість дорівнює v_x , так як при цій швидкості дотримується умова $D = \psi$.

б) Якщо крива D проходить вище лінії (лінія 2-2), то рівномірний рух при неможливий, так як динамічний фактор навіть на вищій передачі в усьому діапазоні швидкостей більше коефіцієнта ψ .

При надлишку динамічного фактора почнеться прискорення машини. Щоб забезпечити рівномірний рух, оператор, в цьому випадку, повинен прикрити дросельну заслінку, і тим самим зменшити крутний момент двигуна.

в) Лінія 3-3 відповідає випадку, коли рух з постійною швидкістю при такому значенні коефіцієнта неможливий та машина може рухатися тільки уповільнено.

г) Якщо лінія перетинає криву D в двох точках (лінія 4-4), то машина може рухатися рівномірно, як зі швидкістю v_2 , так і зі швидкістю v_3 . За допомогою динамічної характеристики легко вирішують і зворотну задачу, тобто визначають коефіцієнт опору дороги, подоланого при русі із заданою швидкістю.

Для цього по динамічній характеристиці визначають величину D при зазначеній швидкості і тим самим знаходять значення ψ . Так, наприклад, при швидкості v_1 коефіцієнт опору дороги дорівнює ψ_1 , а при швидкості v_2 він дорівнює ψ_2 .

Якщо відомо значення коефіцієнта f , то, визначивши значення ψ , можна за формулою знайти величину максимального кута підйому, який може бути подоланий. Так, якщо коефіцієнт опору коченню дорівнює f_1 , то при русі зі швидкістю v_1 машина подолає підйом, ухил i_1 якого дорівнює $\psi_1 - f_1$.

Можна також визначити швидкість і відповідну їй величину максимального коефіцієнта опору дороги, подоланого на певній передачі.

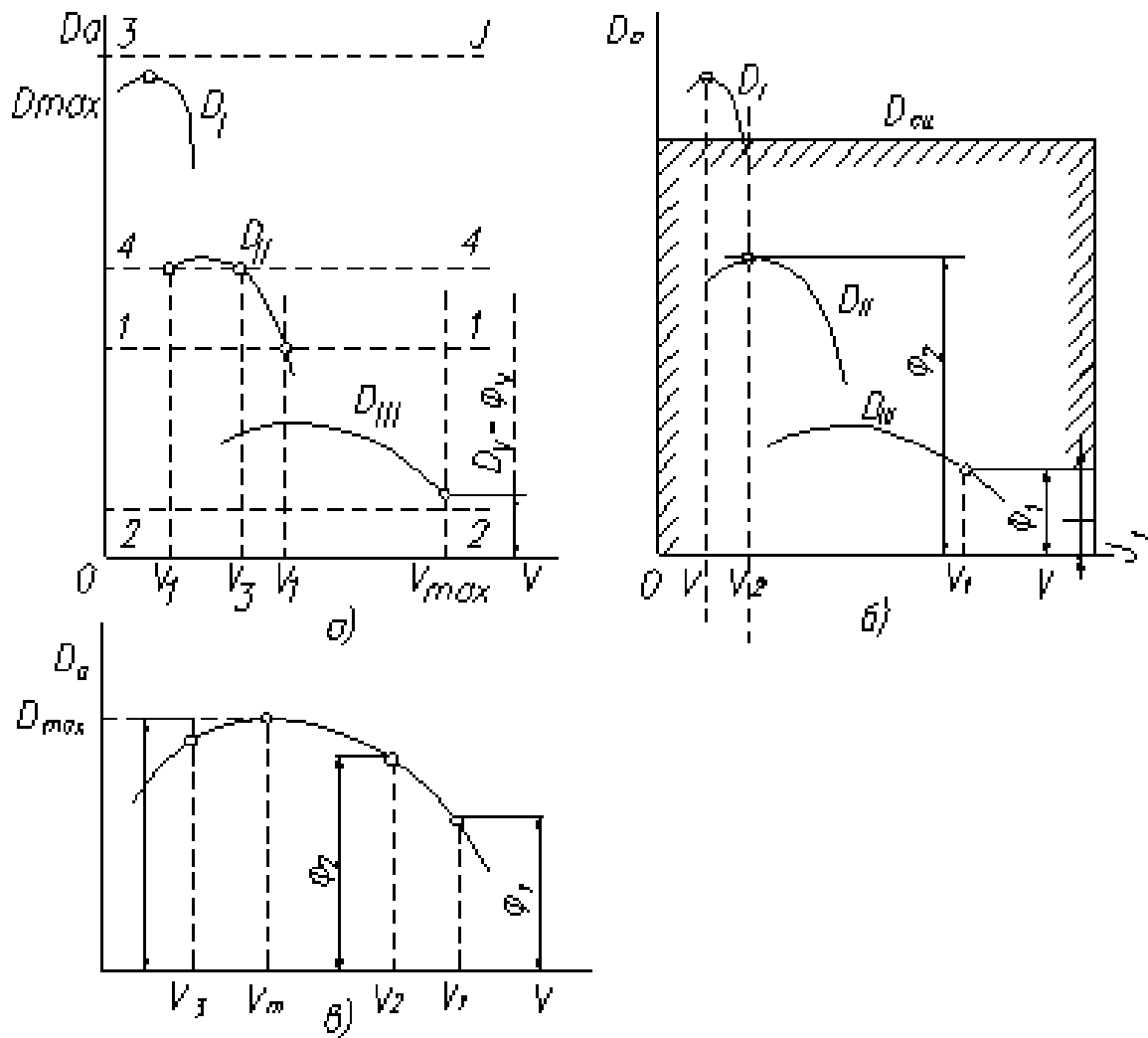


Рисунок 6.1 Графік динамічної характеристики

Звичайно, найбільше значення коефіцієнта опору дороги має місце при максимальній величині D . Тому для визначення значення потрібно провести пряму, паралельну осі абсцис і дотичну до максимуму кривій динамічного фактору на даній передачі.

Відрізок, що відсікається цією прямою на осі координат, являє собою величину D_{max} , а отже, і ψ .

Абсциса точки дотику визначить швидкість машини. Припустимо, що машина рухається рівномірно зі швидкістю V_1 по дорозі, яка характеризується коефіцієнтом ψ . Якщо опір дороги зросте до величини ψ_1 , то швидкість почне

зменшуватися, а динамічний фактор збільшуватися до тих пір, поки не досягне величини D_{\max} . При цьому машина почне рухатися рівномірно, але вже зі швидкістю v_2 .

Якщо ж потім додатковий опір зникне, то динамічний фактор виявиться більше коефіцієнта опору дороги, і швидкість почне збільшуватися, а динамічний фактор зменшуватися до тих пір, поки не буде дотримано рівність, після чого збільшення швидкості припиниться.

Таким чином, при русі зі швидкістю v_1 , більшої швидкості v_2 , стійкий характер руху машини підтримується автоматично, незважаючи на деякі зміни коефіцієнта ψ . При русі зі швидкістю, що дорівнює або меншій швидкості, наприклад зі швидкістю v_1 , додатковий опір викликає зменшення швидкості, яке в цьому випадку призводить до зменшення величини D .

Зменшення ж величини D , в свою чергу, викликає зменшення швидкості, і тому, щоб уникнути зупинки, оператор повинен включити нижчу передачу, збільшуючи значення динамічного фактора і тим самим, зберігаючи стійкість руху.

Отже, швидкість визначає область стійкого руху машини. Тому швидкість називають критичною швидкістю за умовами тяги.

Динамічну характеристику будують для машини з повним навантаженням. Зі зміною ваги від повної G_a до власної G_o , величина динамічного фактора змінюється і стає рівною:

$$D_o = D_a \frac{G_o}{G_a}, \quad (6.9)$$

Щоб не перераховувати при кожній зміні навантаження величину D , динамічну характеристику доповнюють графіком або номограмою навантажень, яку будують в такий спосіб.

Вісь абсцис динамічної характеристики продовжують вліво і на ній відкладають відрізок довільної довжини. На відрізку наносять шкалу

навантаження у відсотках. Через нульову точку шкали навантажень проводять пряму, паралельну осі D_a , і на ній наносять шкалу динамічного фактора D_o для машини без навантаження.

Величину масштабу для шкали D_o визначають за формулою:

$$a_0 = a_a \frac{G_0}{G_a}, \quad (6.10)$$

де a_a – масштаб шкали динамічного фактора с повним навантаженням;

G_0 – власна вага.

Рівні відрізки шкал D_o и D_a (наприклад, 0,05; 0,1 и т. д.) зєднують між собою прямими лініями.

6.3 Визначення показників руху за допомогою динамічного паспорта

Спільний графік динамічної характеристики та навантажень називається динамічним паспортом (рис.6.2).

Динамічний паспорт являє собою сукупність динамічної характеристики, графіку навантажень та ліній динамічного фактору по зчепленню (рис. 6.3).

Динамічний паспорт дозволяє визначати параметри руху з врахуванням великої кількості факторів: конструктивних параметрів, основних характеристик дороги та навантаження.

Похилі лінії на номограмі навантажень зазвичай проводять через «круглі» значення динамічного фактора. Тому при розрахунках проміжні значення D_o визначають методом пропорцій або інтерполяції.

Наприклад, точка А (рис. 6.2) знаходиться між лініями, які відповідають значенням динамічного фактора 0,20 і 0,25. Щоб визначити величину D при даному навантаженні з точністю близько однієї соті розділимо відрізок на п'ять рівних частин (по числу поділок на шкалах D). Точка А знаходиться приблизно на третьому розподілі вище лінії 0,20, отже, в даному випадку $D=0,23$.

Номограма навантажень дозволяє вирішувати всі зазначені вище завдання не тільки для випадку повного навантаження машини, але і для будь-якого проміжного її значення.

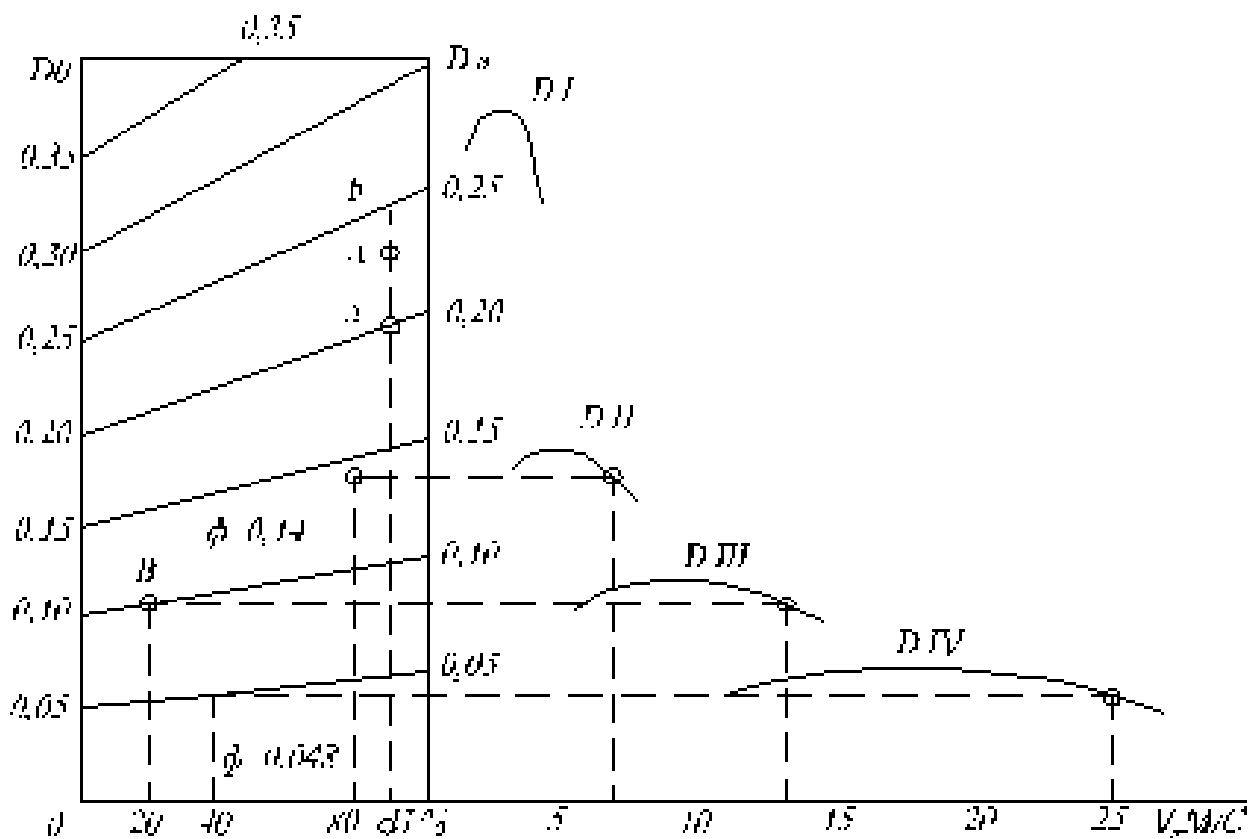


Рисунок 6.2 Графік динамічного паспорту

Визначимо, наприклад, максимальне значення коефіцієнта ψ при навантаженні, що дорівнює 40% від максимального та при русі зі швидкістю 25 м/с.

Для цього проведемо вертикальну лінію через точку $v=25$ м/с до перетину з кривою фактора, а через точку перетину – горизонтальну лінію вліво. Через задане значення навантаження $H=40\%$ проведемо вертикальну лінію до перетину з отриманої горизонтальною лінією і по точці їх перетину визначимо шукане значення динамічного фактора, яке в даному випадку дорівнює 0,048.

Отже, і максимальне значення коефіцієнта ψ при зазначених умовах також дорівнює 0,048.

При визначенні максимально можливої швидкості машини завдання вирішують в зворотньому порядку. Нехай задані навантаження $H=80\%$ і коефіцієнт $\psi=0,14$. Провівши вертикальну лінію через задане значення навантаження, відкладемо на цій лінії величину $\psi=0,14$ проведемо через отриману точку горизонтальну лінію до перетину з кривою динамічного фактора. Абсциса точки їх перетину і буде являти собою шукану швидкість, рівну 7 м/с.

Для визначення максимального навантаження H на певній передачі при відомих значеннях i проводять вертикальну лінію через задану швидкість до перетину з кривою динамічного фактора на даній передачі. З отриманої точки вліво проводять горизонтальну лінію до перетину в точці B з похилою прямою, яка відповідає шуканому значенню.

Вертикальна лінія проведена з точки B на шкалу навантаження, покаже на ній значення навантаження H . Так, при швидкості $v=13$ м/с і коефіцієнті $\psi=0,10$ максимальне навантаження дорівнює 20%. Якщо точка перетину вертикальної лінії, проведеної через задане значення навантаження H , і горизонтальної лінії, що проходить через точку на кривій динамічного фактора, виявиться між похилими прямими номограми навантажень, то проміжне значення динамічного фактора визначають за допомогою пропорції, як це зроблено вище.

Горизонтальна лінія, проведена через точку перетину вертикальної лінії з кривою динамічного фактора, може пройти або вище правого (верхнього) кінця, або нижче лівого (нижнього) кінця похилій прямій, відповідної заданому значенню.

У першому випадку навіть при повному навантаженні для руху з постійною швидкістю необхідно прикрити дросельну заслінку, так як при повністю відкритій заслінці $D > \psi$. У другому випадку рівномірний рух неможливий, так як $D < \psi$ навіть при повністю відкритій дросельної заслінки і навантаженні, що дорівнює нулю.

На графік навантажень наносять лінії динамічного фактору по зчепленню, які являють собою графічну залежність динамічного фактора по зчепленню від навантаження і дозволяють визначити можливість руху без буксування ведучих коліс (рис. 6.3).

Ці лінії будують в такий спосіб. Спочатку за формулами (6.5)÷(6.8), наведеними вище, визначають значення динамічного фактора по зчепленню для машини для різних значень, починаючи з $\varphi=0,1$.

Отриманні значення D_φ при повній вазі відкладають в масштабі на шкалі D_a номограми навантажень, а значення D_φ при власній вазі на шкалі D_o , і точки з'єднують прямою штриховий лінією, на якій вказують величину коефіцієнта φ . Так само визначають положення точок і наносять штрихові лінії для інших значень $\varphi=0,2; 0,3; \dots 0,8$.

Користуючись лініями динамічного фактору по зчепленню, можна врахувати кордони, що накладаються на рух машини зчепленням ведучих коліс з дорогою. Наприклад, можна визначити мінімальне значення коефіцієнта зчеплення, необхідне для руху з заданими значеннями навантаження і швидкості або з заданими величинами навантаження і коефіцієнта опору дороги (рис. 6.3).

У першому випадку чинять так само, як при визначенні величини D по відомим значенням навантаження і швидкості, тільки замість величини D по суцільним похилим лініям визначають значення по штрихових лініях.

Так, при швидкості $v=2,5$ м/с і навантаженні $H=75\%$ коефіцієнт φ дорівнює 0,18. У другому, випадку проводять вертикальну лінію через відоме значення навантаження H і відкладають на ній значення коефіцієнта, після чого по похилим штриховим лініям визначають значення.

Так, при навантаженні $H=50\%$ і коефіцієнті $\psi=0,2$ коефіцієнт φ дорівнює 0,4.

Можна також визначити максимальні значення коефіцієнта ψ і швидкість при відомих величинах H і φ чи визначити навантаження H і швидкість v при відомих значеннях ψ і φ . Так, при навантаженні $H=25\%$ і коефіцієнті $\varphi=0,6$ коефіцієнт $\varphi=0,3$. При такому значенні машина може рухатися лише на першій передачі, причому для рівномірного руху дросельна заслінка повинна бути прикрита. Якщо ж опір дороги не обмежує рух машини, то вона може рухатися з будь-якою швидкістю, аж до максимальної.

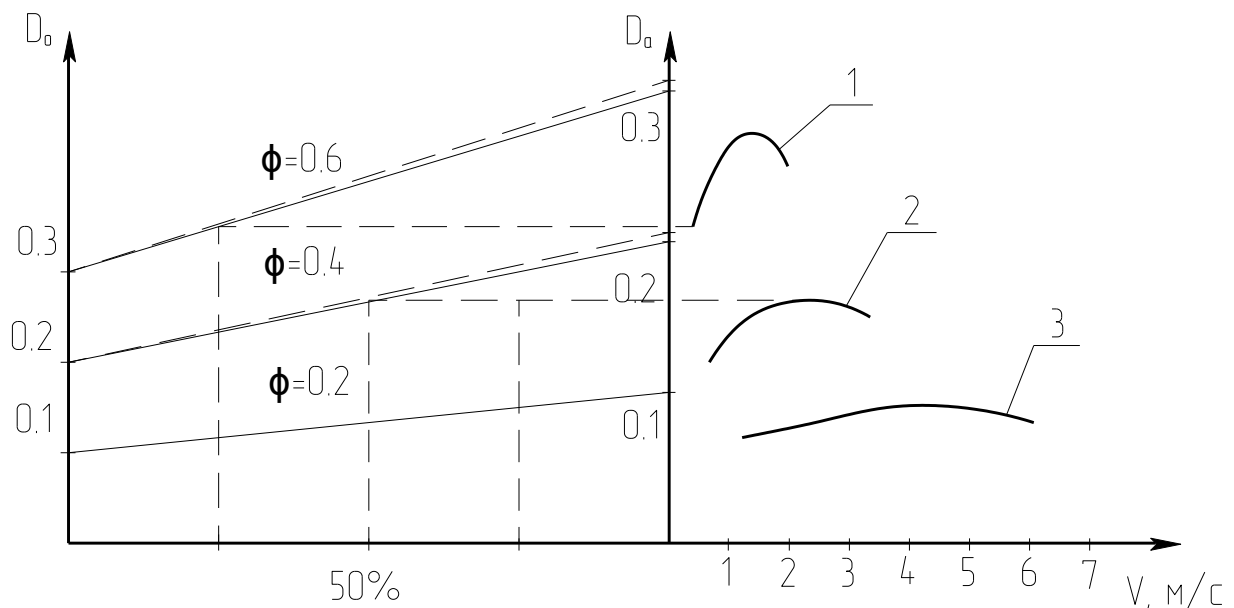


Рисунок 6.3 Графік динамічного паспорту з лініями буксування

Питання для самостійної роботи за розділами 5, 6.

1. В чому полягає принцип потужного балансу машини?
2. Які задачі вирішуються за допомогою графіків потужного балансу?
3. Від яких показників залежить ступінь використання потужності двигуна?
4. Яке рівняння використовується для побудови динамічної характеристики?

5. Параметри руху, які можна визначити за допомогою динамічної характеристики?

6. В чому відмінність динамічного паспорта від динамічної характеристики?

7. В чому полягає перевага знаходження параметрів руху за допомогою динамічного паспорта?

8. Призначення ліній буксування машини?

ЛІТЕРАТУРА

1. Докуніхін В.З. Технічний контроль стану дорожніх машин / В.З. Докуніхін, В.В. Малишев – К. Університет «Україна», 2022. -252 с.

2. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник / Л.М. Кузенко, З.З. Вантух – К. Кондор, 2021. – 236 с.

3. Сукач М.К. Будівельні машини та обладнання / М.К. Сукач – К., 2022 – 390 с.

4. Тітова О.А. Методологічні засади проектування гідроприводу мехатронних систем сільськогосподарської техніки: навчальний посібник / Тітова О.А. Київ: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. 179 с.

5. Панченко А.І. Забезпечення технічного стану транспортних засобів. Посібник-практикум / Панченко А.І. – Київ: ВПЦ «Люкс», 2019. 217 с.

6. Панченко А.І. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення. Закордонні трактори: посібник / Панченко А.І. – Київ: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2018. 600 с.