

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА  
УКРАЇНИ  
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ІНЖЕНЕРНО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра тракторів та СГМ**

**Конспект лекцій**

**з вивчення дисципліни “Енергетичні засоби в АПК” для студентів  
денної форми навчання напрямку підготовки 6.100102 «Процеси,  
машини та обладнання АПВ» та 6.010104 «Професійна освіта.  
Технологія виробництва і переробка продуктів сільського  
господарства»**

**Лектор:**

**Пилип В.Є.**

**Миколаїв 2014**

# Модуль 1.

## Тяговий баланс трактора та автомобіля

### Лекція № 1

**Тема: Визначення ведучих моментів та дотичних сил тяги**

**Час:** 2 години.

**Мета:** Введення в курс дисципліни “Трактори та автомобілі”

**Питання лекції.**

1. Дисципліна «Теорія трактора та автомобіля» або «Теорія енергетичних засобів АПК».
2. Визначення ведучих моментів прикладених до рушіїв.
3. Вплив характеристики двигуна на динамічні показники.
4. Дотична сила тяги і штовхаюча реакція дороги

#### **1. Дисципліна «Теорія трактора та автомобіля» або «Теорія енергетичних засобів АПК».**

Мобільні енергетичні засоби – складні машини, і вимоги, які висовуються до них, настільки різноманітні, що для того, щоб їх задовольнити необхідна наявність ряду *експлуатаційних якостей*.

Теорія трактора як окрема галузь науки сформувалася в середині 30-х років.

Завдання курсу полягає в тому, щоб охопити таке коло питань: вибір і характеристика найважливіших експлуатаційних властивостей машин; дослідження впливу конструктивних і експлуатаційних чинників; обґрунтування вимірювачів, що дозволяють об'єктивно оцінювати експлуатаційні властивості; розробка методів визначення цих вимірювачів. Кінцеве завдання курсу теорії мобільного енергетичного засобу полягає в створенні наукового підґрунтя для подальшого вдосконалення конструкцій мобільних енергетичних засобів та підвищення ефективності їх використання.

Найважливіші з експлуатаційних якостей мобільних енергетичних засобів можна розділити на чотири групи.

1. Експлуатаційні якості, що визначають техніко-економічні показники мобільних енергетичних засобів, у першу чергу їх продуктивність і економічність.

2. Якості, властиві трактору і автомобілю як мобільним машинам.

3. Експлуатаційні якості загальнотехнічного характеру, тобто ті, які в більшій або меншій мірі повинні мати машини будь-якого призначення.

4. Спеціальні експлуатаційні якості, що характеризують пристосованість мобільних енергетичних засобів до виконання особливих вимог, що виникають в умовах їх роботи.

## **2. Визначення ведучих моментів прикладених до рушіїв**

Оскільки основним призначенням мобільного енергетичного засобу є створення при русі певної сили тяги або потужності, в завдання теорії мобільного енергетичного засобу входить виявлення гранично можливих їх значень.

В першу чергу, величини сили тяги і потужності залежать від потужності двигуна, проте ця потужність за вирахуванням втрат в трансмісії може бути повністю реалізована тільки у тому випадку, коли рушії мобільного енергетичного засобу мають достатнє зчеплення з ґрунтом, або дорожнім покритвом, і не руйнують його при русі, тобто мобільний енергетичний засіб повинен мати достатню так звану силу тяги по зчепленню.

Рух мобільного енергетичного засобу відбувається за рахунок роботи двигуна. Крутний момент двигуна передається через трансмісію до рушія. Оскільки число обертів рушіїв значно менше числа обертів колінчастого валу двигуна, то крутний момент, що підводиться до рушіїв, більший крутного моменту двигуна. Назвемо крутний момент, що прикладений до рушіїв, ведучим моментом і позначимо

його через  $M_{вед}$ . Між ведучим моментом  $M_{вед}$  та крутним моментом двигуна є такий зв'язок:

$$M_{вед} = M_{к} i_{mp}, \quad (1.1)$$

де  $i_{mp}$  – передаточне число трансмісії;

$\eta_{mp}$  – механічний ККД трансмісії.

Передаточне число трансмісії визначається за формулою:

$$i_{mp} = \frac{n_{д}}{n_{к}}, \quad (1.2)$$

де  $n_{д}$  і  $n_{к}$  – частота обертання відповідно колінчастого валу двигуна та ведучого колеса.

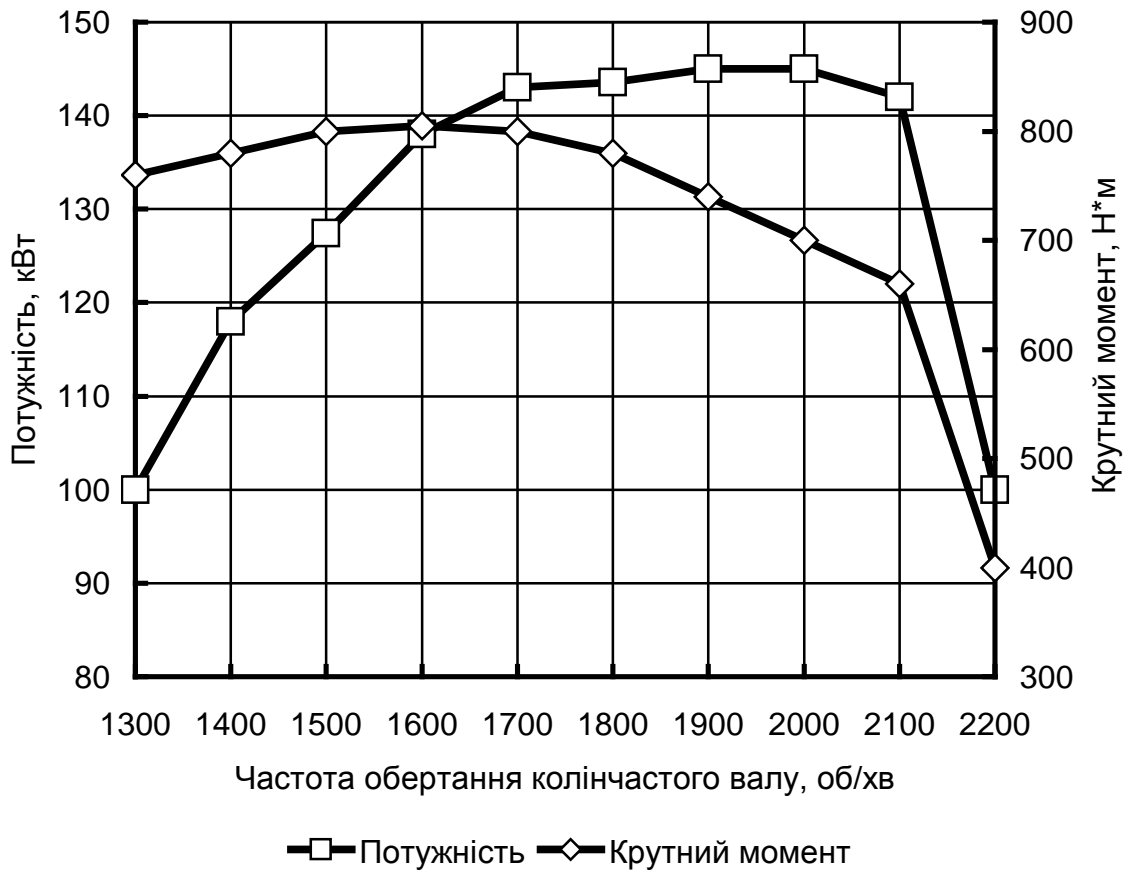
Значення передаточних чисел трансмісії можуть коливатися у широких межах залежно від типу мобільного енергетичного засобу та конструктивних особливостей. Так у легкових автомобілів цей показник становить – 4...30; у вантажних автомобілів – 6...50; у тракторів – 10...100.

Розглянемо характеристики дизельного та бензинового двигунів.

Дизельні двигуни тракторів, як правило, обладнані всережимними регуляторами, тому дослідження питань теорії трактора базуються на регуляторних характеристиках двигуна. На рис. 1.1 наведена швидкісна характеристика двигуна Д-260.4, яку побудовано у функції, від частоти обертання  $n_{д}$  (об/хв) колінчастого валу, показано криві ефективної потужності двигуна  $N_e$ , крутного моменту  $M_{к}$  і питомої витрати палива  $g_e$ .

За холостого ходу двигун розвиває найбільше число обертів  $n_x$ . З появою зовнішнього навантаження регулятор збільшує подачу палива. Через це момент двигуна і його ефективна потужність відповідно збільшуються при одночасному деякому зниженні частоти обертання. Максимальна потужність, що розвивається двигуном, називається номінальною або розрахунковою потужністю двигуна і позначається

через  $N_n$ . Їй відповідають крутний момент  $M_n$  і номінальна (розрахункова) частота обертання  $n_n$ . Різниця  $n_x - n_n$  залежить від ступеня нерівномірності регулятора.



**Рис. 1.1. Швидкісна характеристика двигуна Д-260.4 трактора ХТА-200-10**

Криві, що відповідають роботі двигуна в діапазоні частот обертання від  $n_x$  до  $n_n$ , називаються регуляторними характеристиками. На кривих  $N_e$  і  $M_k$  регуляторні характеристики є похилими прямими.

Маючи криві  $N_e = f(n_d)$ , можна підрахувати значення крутних моментів  $M_k$ , за відомим рівнянням:

$$M_k = \frac{30N_e}{\pi n}, \quad (1.3)$$

де  $N_e$  – ефективна потужність двигуна;

$n_d$  – частота обертання колінчастого валу.

### 3. Вплив характеристики двигуна на динамічні показники

З погляду впливу характеристики двигуна на динамічні якості мобільного енергетичного засобу істотне значення має збільшення крутного моменту двигуна у міру зниження частоти обертання за перевантаженнях, оскільки це підвищує пристосовність двигуна до роботи в умовах змінного режиму навантаження. Запас крутного моменту визначається за виразом:

$$k = \frac{M_{max} - M_n}{M_n}, \quad (1.4)$$

де  $M_{max}$  – максимально крутний момент;

$M_n$  – крутний момент на номінальній потужності.

Коефіцієнт пристосовності двигуна за крутним моментом визначається формулою:

$$k_m = \frac{M_{kmax}}{M_n}. \quad (1.5)$$

У бензинових двигунах величина знаходиться в межах  $k_m = 1,08 - 1,15$ ; у дизелів, за відсутності коректора, в межах  $k_m = 1,0 - 1,05$ . Різні значення коефіцієнта пристосовності  $k_m$  у бензинових двигунах і дизелів пояснюються тим, що у перших зі зменшенням частоти обертання, збільшується наповнення циліндрів горючою сумішшю, а у других – повітрям при одночасному незначному зниженні подачі палива за цикл. Для підвищення коефіцієнта пристосовності за моментом у систему регулювання дизелів вводиться коректор, який при перевантаженні двигуна збільшує циклову подачу палива. Введення коректора підвищує коефіцієнт пристосовності у тракторних дизелів до значень  $k_m = 1,1 - 1,2$ .

Пристосовність двигуна до подолання перевантажень досягається не тільки зростанням крутного моменту (на безрегуляторній характеристиці), а і можливістю використовувати для вказаної мети частину кінетичної енергії, акумульованої маховиком та іншими масами двигуна, що рухаються. Враховуючи, що число обертів двигуна при перевантаженні не повинно опускатися нижче значення  $n_0$ , яке відповідає точці перегину кривої крутного моменту, одержуємо вираз, з якого бачимо, що кінетична енергія, використана для подолання перевантажень, може мати максимальне значення:

$$A = \frac{I_d(\omega_n^2 - \omega_0^2)}{2}, \quad (1.6)$$

де  $I_d$  – момент інерції маховика та інших рухомих деталей двигуна, приведених до колінчастого валу;

$\omega_n$  та  $\omega_0$  – кутові швидкості колінчастого валу, відповідно за номінальної частоти обертання і за максимального крутного моменту.

Приведення мас проводиться, виходячи з умови, що кінетична енергія приведеної маси повинна бути рівна сумі кінетичних енергій усіх рухомих мас двигуна.

Позначимо відношення  $\frac{\omega_n}{\omega_0}$  через  $k_0$  і назвемо його коефіцієнтом

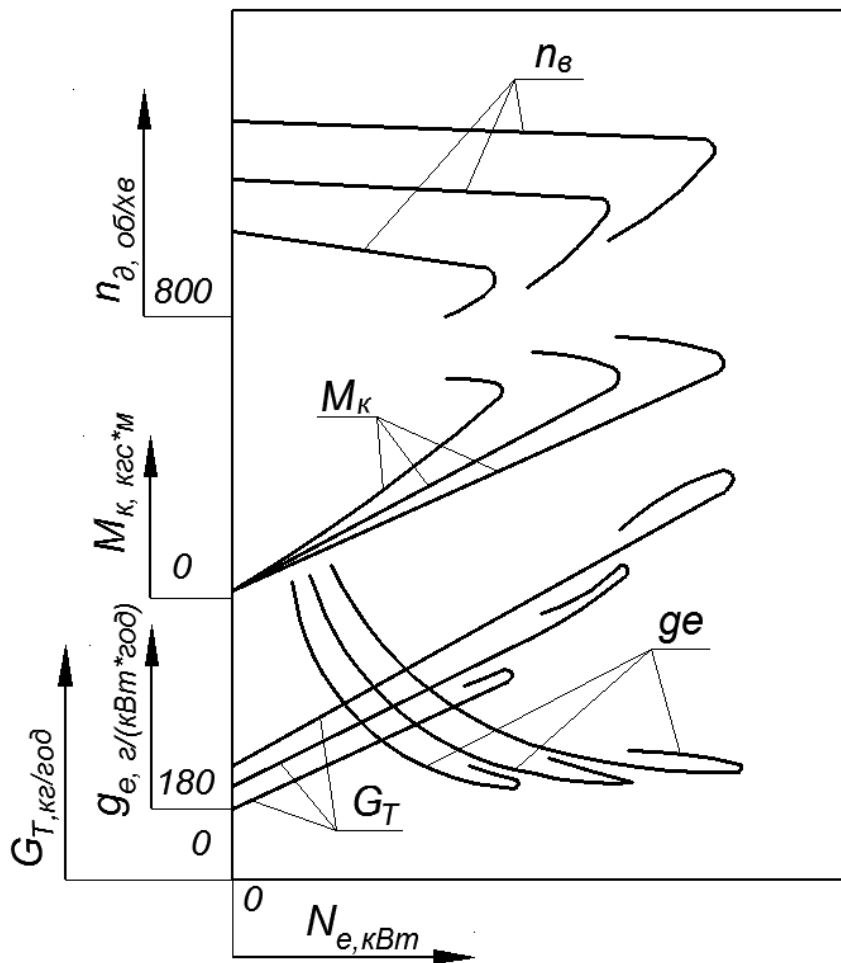
присосовності двигуна за обертами. Використовуючи цей коефіцієнт, можна подати рівняння (1.5) в такому вигляді:

$$A = \frac{I_d \omega_n^2}{2} \left( \frac{k_0^2 - 1}{k_0^2} \right). \quad (1.7)$$

З цього виразу виходить, що збільшення коефіцієнта пристосовності двигуна за обертами підвищується його здатність долати корот-

кочасні перевантаження. Значення цього коефіцієнта у тракторних дизелів є у межах  $k_0 = 1,3-1,6$ .

На рис. 1.2 наведено характеристику тракторного дизеля в трьох положеннях всережимного регулятора. Кожному положенню регулятора відповідає своя частота обертання, за якої криві характеристики переходять з безрегуляторної гілки на регуляторну. Для кожного швидкісного режиму на характеристиці нанесено свої криві  $n_d$ ,  $M_k$ ,  $G_m$  та  $g_e$ .



**Рис. 1.3. Регуляторна характеристика тракторного дизеля за різних положень всережимного регулятора**

Зміна налаштування всережимного регулятора впливає, як це видно з рис. 1.2, на величину коефіцієнтів пристосованості  $k_m$  і  $k_0$ . Чим нижче від номінального встановлюється швидкісний режим двигуна, тим менше значення коефіцієнтів  $k_m$  і  $k_0$ , і через те двигун гірше пристосований до подолання перевантажень.



У автомобільних бензинових двигунах, що не мають регуляторів частоти обертання, значення коефіцієнтів пристосовності  $k_M$  і  $k_0$  визначаються відповідно за відношеннями до крутного моменту  $M_N$  і частоти обертання  $n_N$ , які розвиваються при максимальній потужності. Найчастіше бувають значення  $k_M = 1,2-1,35$ , а  $k_0 = 1,8-2,2$ . Застосування обмежувачів обертів дещо знижує значення обох вказаних коефіцієнтів.

#### 4. Дотична сила тяги і штовхаюча реакція дороги

Виникнення між рушіями і дорогою дотичних реакцій є наслідком передачі ведучого моменту. Ці реакції спрямовані за рухом машини і штовхають її вперед. Тому рівнодіюча названих реакцій називається штовхаючою реакцією або штовхаючою силою. Позначимо її через  $X_K$ , а плече, на якому ця сила діє щодо осі обертання коліс, прийемо за теоретичний радіус кочення  $r_K$ . Як уже вказувалося, значення цього радіуса в подальшому буде уточнено. Плече сили  $X_K$  називатимемо силовим або динамічним радіусом. Штовхаюча сила визначається за формулою:

$$X_K = \frac{M_{вед}' - M_{fK}}{r_K} = \frac{M_{вед} - M_{jK} - M_{fK}}{r_K}, \quad (1.13)$$

де  $M_{fK}$  – момент, необхідний для подолання опору кочення ведучих коліс.

Відношення  $\frac{M_{вед}}{r_K}$  називається дотичною силою тяги за усталеного руху. Позначивши її через  $P_K$ , запишемо попереднє рівняння так:

$$X_K = \frac{M_{вед}' - M_{fK}}{r_K} = P_K - \frac{M_{jK} - M_{fK}}{r_K}. \quad (1.14)$$

Визначаючи штовхаючу силу гусеничного рушія, необхідно враховувати, що частина ведучого моменту затрачується на подолання внутрішніх втрат у рушії.

За роботи гусеничного рушія на ведучих частинах гусеничних ланцюгів (у з'єднанні ведучих коліс і в шарнірах ланок) – виникають сили тертя. Момент цих сил відносно осей ведучих коліс майже пропорційний величині ведучого моменту. Тому втрати, що виникають внаслідок даного моменту тертя можна характеризувати відповідним ККД, числове значення якого є постійним для даного рушія. Позначимо цей коефіцієнт через  $\eta_{в.уч.}$ . Його величина перебуває в межах  $\eta_{в.уч.} = 0,96 - 0,98$ .

Окрім втрат на ведучих частинах гусеничних ланцюгів, за роботи гусеничного рушія виникають втрати, що спричинені дією вагових навантажень та попереднім натягом гусениць. Сюди входять втрати на тертя ведучих коліс з ланками гусениць; у шарнірах ланок; у підшипниках опорних катків; у підтримуючі роликах і направляючих колесах; втрати на перекочування опорних катків і підтримуючих роликів по бігових доріжках гусениць; на биття гусениць тощо. Позначимо виникаючий внаслідок цього момент опору на провідних колесах гусеничного рушія силами, що викликають дані втрати, через  $M_r$ .

Інерційні опори деталей гусеничного рушія виникають також за несталого руху. Замінімо їх приведеним до провідних коліс інерційним моментом  $M_{j.зус}$ . За прискореного руху він матиме додатне значення, а за сповільненого – від'ємне.

Якщо взяти до уваги значення названих опорів, то штовхаюча сила гусеничного рушія виражається в загальному випадку таким рівнянням:

$$X_k = P_k - \frac{\eta_{в.уч.} M_{j.k} + M_r + M_{j.зус}}{r_k}. \quad (1.15)$$

Можливе максимальне значення ведучого моменту залежить не тільки від двигуна і номера передачі в трансмісії, а і від зчеплення ведучих органів з дорогою.

Досить наближено можна вважати, що за роботи колісного рушія напруги, які виникають на поверхні шляху і в ґрунті під дією переданого ведучого моменту, створюються безпосередньо дотичною силою тяги  $P_k$ . Тому в колісного рушія максимальна величина дотичної сили тяги  $P_\phi$ , що можлива за умови зчеплення з дорогою, виражається таким рівнянням:

$$P_\phi = \phi Y_k, \quad (1.16)$$

де  $Y_k$  – нормальна реакція дороги на ведучі колеса.

За роботи гусеничного рушія відповідні напруги в ґрунті створюються штовхальною силою  $X_k$ , величина якої при установленому русі рівна  $P_k - M_r / r_k$ . Тому максимальна дотична сила тяги гусеничного рушія, що можлива також за умов зчеплення з дорогою, виражається таким рівнянням:

$$P_\phi = X_{k_{max}} + \frac{M_r}{r_k} = \phi Y + \frac{M_r}{r_k}, \quad (1.17)$$

де  $X_{k_{max}}$  – максимальна штовхаюча сила, що виникає при повному використанні зчеплення гусениць з дорогою;

$Y$  – нормальна реакція дороги на гусениці.

Величина дотичної сили тяги, визначена в рівняннях (1.16) або (1.17), називається **максимальною дотичною силою тяги по зчепленню**. На відміну від неї дотична сила тяги, яка може бути отримана на даній передачі за сталого руху в разі реалізації максимального крутного моменту двигуна, називається максимальною дотичною силою тяги на відповідній передачі по двигуну.

**Модуль 1.**  
**Тяговий баланс трактора та автомобіля**

**Лекція № 2**

**Тема: Тяговий баланс**

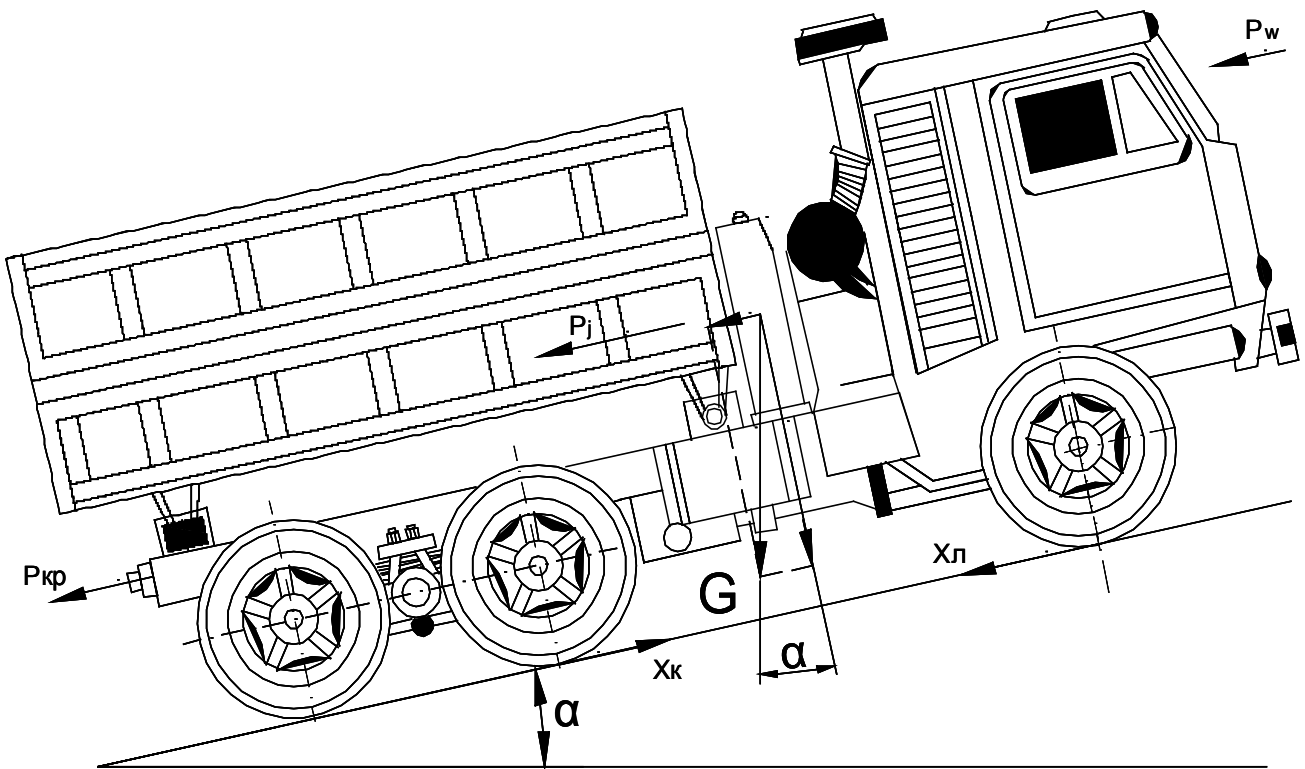
**Час:** 2 години.

**Питання лекції.**

5. Сили опору руху.
6. Визначення сил опору руху.
7. Тяговий баланс.
8. Диференціальне рівняння руху

**1. Сили опору руху.**

Разом зі штовхаючою силою  $X_k$  на рухомий прямолінійно трактор чи автомобіль діють у повздовжній площині сили опору руху. Розглянемо, які ці сили в загальному випадку, коли рух має несталий характер, дорога нахилена до горизонту, й до причіпного гака машини прикладена тяговий опір. На рис. 1.7 показано автомобіль, що рухається за визначених умов, і нанесені діючі на нього в повздовжній площині рушійні сили і сили опору руху. Автомобіль має задні ведучі і передні направляючі колеса. Для спрощення креслення колеса зображені на схемі колами, радіуси яких рівні силовому (динамічному) радіусу  $r_k$ , що має у всіх коліс – задніх і передніх – однакове значення. Прийнято, що рух відбувається з прискоренням, а кут підйому, подоланого автомобілем, рівний  $\alpha$ .



**Рис. 1.7. Схема сил, що діють на автомобіль у паралельній площі**

На схемі нанесено такі сили:

- 1) штовхаюча сила  $X_k$  задніх коліс, що є рушійною силою;
- 2) реакція  $X_l$ , що виникає між дорогою і передніми колесами під дією штовхаючого зусилля, прикладеного до передніх коліс з боку остова автомобіля; реакція  $X_l$  паралельна поверхні шляху і спрямована проти руху;
- 3) вага автомобіля  $G$ ;
- 4) сила інерції  $P_j$ , що виникає внаслідок нерівномірної швидкості прямолінійно-поступального руху автомобіля (моменти дотичних сил інерції обертаючихся мас, враховуються за визначення сил  $X_k$  і  $X_l$ ); у даному разі прискореного руху сила інерції  $P_j$  перешкоджає руху;
- 5) опір повітря  $P_w$ ;
- 6) тяговий опір  $P_{зак}$ , що створюється причепом.

## 2. Визначення сил опору руху

Зробимо аналіз кожної з сил опору окремо.

Реакція  $X_n$ , діюча з боку дороги на рухомі передні колеса, може бути визначена за умови, що вона має створювати щодо геометричної осі коліс момент, здатний обертати ці колеса.

Цю умову можна виразити таким рівнянням:

$$X_n r_k = M_{fn} + M_{jn} + M_r, \quad (1.18)$$

де  $M_{fn}$  – момент опору кочення передніх коліс;

$M_{jn}$  – момент дотичних сил інерції передніх коліс, що виникає внаслідок обертання їх з нерівномірною кутовою швидкістю;

$M_r$  – момент тертя в підшипниках коліс.

Передні колеса у мобільних енергетичних засобів установлені, як правило, на вальницях кочення, тому момент тертя  $M_r$  порівняно незначний і ним можна знехтувати. При цьому припущенні одержуємо з попереднього виразу:

$$X_n = \frac{M_{f.n} + M_{j.n}}{r_k}. \quad (1.19)$$

Прикладена в центрі ваги автомобіля сила ваги  $G$ , може бути при русі на підйом замінена двома складовими:  $G \cos \alpha$ , нормальної поверхні шляху, і  $G \sin \alpha$ , паралельної поверхні шляху. Перша з них притискує колеса до дороги, внаслідок чого виникають відповідні нормальні реакції на колеса (на схемі вони не показані) і створюються моменти  $M_{fk}$  і  $M_{fn}$ , що чинять опір обертанню коліс. Друга складова  $G \sin \alpha$  спрямована проти руху і перешкоджає підйому автомобіля.

Сумарна сила інерції  $P_j$  всіх рухомих прямолінійно-поступальних частин автомобіля при загальному динамічному дослідженні підраховується за формулою:

$$P_j = mj, \quad (1.20)$$

де  $m$  – вага автомобіля;

$j$  – прискорення прямолінійно-поступального руху.

Сила  $P_j$ , прикладена в центрі ваги автомобіля, паралельна поверхні шляху і направлена у бік, зворотний напрямку прискорення.

Опір повітря  $P_\omega$  складається з трьох основних елементів: лобового опору, який чинить повітря, стискуючись рухомим автомобілем; опору, створюваного завихренням повітря навколо рухомого автомобіля, і граничного тертя повітря об поверхню автомобіля. Причиною завихрення повітря найчастіше є те, що попереду автомобіля виникає ущільнений шар повітря, а позаду – розріджений. Розрідження може створюватися і під автомобілем. У процесі обертання коліс виникає додаткове завихрення повітря.

Опір, що створюється завихренням повітря, залежить від форми автомобіля і її аеродинамічних властивостей. Опір, що виникає в результаті тертя повітря об поверхню автомобіля, залежить від розмірів тертьових поверхонь і якості їх обробки.

Формула для визначення величини  $P_\omega$ , має такий вигляд:

$$P_\omega = kFv^2, \quad (1.21)$$

де  $k$  – приведений коефіцієнт опору повітря (коефіцієнт аеродинамічних властивостей);

$F$  – площа лобової поверхні машини, тобто проекція контура машини на площину, перпендикулярну поверхні руху;

$v$  – швидкість руху.

Коефіцієнт опору повітря є опором повітряного середовища, що приходить на  $1 \text{ м}^2$  лобової поверхні тіла даної форми, яке рухається із швидкістю  $1 \text{ м/с}$ .

Якщо швидкість виразити не в м/с, а в км/год, то одержимо вживану в розрахунках автомобілів формулу:

$$P_{\omega} = kF \frac{v^2}{12,96}. \quad (1.22)$$

При малих швидкостях руху сила опору повітря незначна і нею можна нехтувати. Але оскільки сила зростає пропорційно квадрату швидкості руху, а потужність, що затрачується на її подолання, зростає пропорційно кубу швидкості, то з підвищенням швидкості роль опору повітря серед інших сил, що чинять опір руху, швидко росте і в деяких випадках може стати переважаючою. Тому все більшу увагу приділяють поліпшенню аеродинамічних властивостей автомобілів.

Значення коефіцієнта  $k$  опору повітря коливаються в широких межах: від 0,06-0,07 у вантажних автомобілів до 0,015-0,02 у сучасних легкових автомобілів.

Площа лобової поверхні легкового автомобіля  $F$ , її можна приблизно розраховувати за формулою:

$$P = 0,775BH, \quad (1.23)$$

де  $B$  і  $H$  – відповідно ширина і висота автомобіля.

Для вантажних автомобілів використовують формулу:

$$P = B_k H, \quad (1.24)$$

де  $B_k$  – ширина колії автомобіля.

Причепи викликають збільшення опору повітря. Приблизно приймають, що у автопоїздів кожний причіп збільшує коефіцієнт опору повітря на 25% порівняно з окремим автомобілем.

Рівнодіюча  $P_{\omega}$  всіх елементарних сил опору повітря прикладена в так званому метацентрі (центрі парусності) автомобіля, положення



якого з достатньою точністю може бути встановлено лише експериментально. За орієнтовних розрахунків приймають, що центр парусності розташований на одній висоті з центром ваги.

Тяговий опір на гаку є у автомобілів за роботи з причепами. Він нестабільний за величиною і під час роботи коливається через нерівності дороги, нерівномірної швидкості руху та інших причин. За загального аналізу зовнішніх сил, діючих на трактор або автомобіль, ми надалі розумітимемо під тяговим опором, як і під іншими видами опорів, їх середні значення в заданих умовах роботи.

На рис. 1.7 показано, що тяговий опір на гаку паралельний поверхні шляху. Насправді він може бути спрямований під деяким кутом до цієї поверхні – вгору або вниз.

### 3. Тяговий баланс

Візьмемо до уваги схему сил, наведену на рис. 1.7 і напишемо рівняння проєкцій на поверхню шляху сил, рухаючих автомобіль, та сил, перешкоджаючих руху. Отримаємо рівняння, що дає можливість визначити тяговий баланс автомобіля:

$$X_k = X_n + G \sin \alpha + P_j + P_\omega + P_{\text{зак}}. \quad (1.25)$$

Підставивши в цей вираз замість сили  $X_k$  її значення з рівняння (1.13) і замість сили  $X_n$  її значення з рівняння (1.19) та зробивши відповідне групування членів, отримаємо рівняння тягового балансу в такому вигляді:

$$P_k = \left( \frac{M_{f.k} + M_{f.n}}{r_k} \right) + \left( P_j + \frac{M_{j.k} + M_{j.k}}{r_k} \right) + G \sin \alpha + P_\omega + P_{\text{зак}}. \quad (1.26)$$

Вираз, що стоїть в перших дужках, можна умовно розглядати як силу опору коченню ведучих і ведених коліс. Позначимо цю силу через  $P_f$ . Опір кочення пропорційний навантаженню, що притискує ко-

леса до дороги. Відношення сили до вказаного навантаження називається коефіцієнтом опору кочення. Він позначається буквою  $f$ . В даному випадку колеса автомобіля, що притискаються до дороги силою  $G\cos\alpha$ , відповідно до цього будуть:

$$P_f = fG\cos\alpha. \quad (1.27)$$

Таким чином:

$$\frac{M_{f.k} + M_{f.n}}{r_k} = P_f = fG\cos\alpha. \quad (1.28)$$

Додамо опір кочення до опору підйому  $G\sin\alpha$ , внаслідок чого визначиться загальний опір руху, що створюється дорогою. Позначивши його через  $P_\psi$ , одержуємо:

$$P_\psi = fG\cos\alpha + G\sin\alpha = G(f\cos\alpha + \sin\alpha) = \psi G, \quad (1.29)$$

де  $\psi$  – приведений коефіцієнт опору дороги.

У загальному випадку:

$$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha. \quad (1.30)$$

Перед  $\sin\alpha$  поставлено знаки плюс і мінус: перший – для випадку руху на підйом, другий – для руху на схил.

Якщо кути  $\alpha$  невеликі, то можна прийняти  $\cos\alpha = 1$ , а  $\sin\alpha = \operatorname{tg}\alpha = i$ , де  $i$  – схил дороги в сотих частинах. В таких випадках наведений коефіцієнт опору дороги визначається за формулою:

$$\Psi = f \pm i. \quad (1.31)$$

Згідно з прийнятими нормами для доріг, що будуються, допустимі максимальні поздовжні схили знаходяться залежно від категорії доріг (обласного або місцевого значення) в межах  $\psi = 0,03-0,07$ ; лише в особливо скрутних топографічних умовах дозволяється збільшувати поздовжні схили не більше ніж як 0,02. Схили, що трапляються на оброблюваних культурних полях, не виходять звичайно за ці межі. Таким чином формула (1.31) дійсна для розрахунків руху дорогами всіх категорій, а також для розрахунків, пов'язаних з комплектуванням і роботою сільськогосподарських агрегатів. Коли кути  $\psi > 6^\circ$ , слід користуватися формулою (1.30).

Вираз, який стоїть у рівнянні тягового балансу в других дужках, є сумою сил, що враховують інерційні опори, і за загального силового дослідження може розглядатися як результуюча сила інерції  $P_{jрез}$ . Підставимо в цей вираз замість сили інерції її значення з рівняння (1.20), а замість приведенного до ведучих коліс моменту дотичних сил інерції  $M_{jk}$ . Момент дотичних сил інерції передніх коліс  $M_{jn}$  виразимо через лінійне прискорення  $j$ , маючи на увазі, що аналогічним було раніше виведене співвідношення – сумарний момент інерції передніх коліс щодо їх осей обертання. Зробивши вказані підстановки, одержуємо:

$$\begin{aligned}
 P_{jрез} &= \frac{G}{g} j + j \left( \frac{I_{Д} i_{mp}^2 \eta_{mp} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_k + I_n}{r_k^2} + \frac{I_n}{r_k^2} \right) = \\
 &= \frac{G}{g} j \left[ 1 + \frac{g}{G} \left( \frac{I_{Д} i_{mp}^2 \eta_{mp} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_k + I_n}{r_k^2} \right) \right] = \delta_{ер} P_j.
 \end{aligned}
 \tag{1.32}$$

Коефіцієнт  $\delta_{ер}$  визначається за формулою:

$$\delta_{ер} = 1 + \frac{g}{G} \left( \frac{I_{Д} i_{mp}^2 \eta_{mp} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_k + I_n}{r_k^2} \right).
 \tag{1.33}$$

Він відображає вплив, що здійснює на процес нерівномірно-поступального руху машини її обертових мас і тому називається коефіцієнтом урахування обертових мас.

Введенням коефіцієнта  $\delta_{ер}$  обертової маси машини, умовно зводяться до додаткової поступально рухомої маси, тому коефіцієнт  $\delta_{ер}$  називається також коефіцієнтом умовного збільшення маси машини. Він показує, у скільки разів умовна поступально рухаюча маса машини більша дійсної.

Якщо передні й задні колеса мають різні діаметри, як це буває у тракторів, то визначення сили  $P_{jpez}$  потрібно визначати за виразом:

$$P_{jpez} = \frac{M_{jn}}{r_n}, \quad (1.34)$$

де  $r_n$  – теоретичний радіус передніх коліс.

Величина коефіцієнта  $\delta_{ер}$  залежить від величини моментів інерції обертових мас, передавального числа і ККД трансмісії, від ваги машини і радіуса кочення коліс. Найбільшу роль з деталей, що обертаються, відіграють маховик двигуна і колеса. Рештою мас, що обертаються, можна без особливої похибки знехтувати. Порівняно значний вплив на величину коефіцієнта  $\delta_{ер}$  відіграє номер передачі, оскільки у виразі для  $\delta_{ер}$  передавальне число трансмісії входить до квадрату. Якщо номер передачі нижче, то коефіцієнт  $\delta_{ер}$  буде більшим.

Коефіцієнт  $\delta_{ер}$  істотно зростає із збільшенням розмірів шин і підвищенням у результаті цього їх моментів інерції. Це стосується тракторів і автомобілів високої прохідності, на яких встановлюються шини великого діаметра і широкого профілю.

Більш точно визначити величину коефіцієнта  $\delta_{ер}$  складно і робиться це головним чином експериментальним шляхом.

Для орієнтовних розрахунків у теорії автомобіля застосовується наступна емпірична формула:

$$\delta_{ep} = 1,04 + 0,05i_k^2, \quad (1.35)$$

де  $i_k$  – передаточне число коробки передач.

Перший член цієї формули враховує вплив коліс і деталей трансмісії, що обертаються, другий член – враховує деталі двигуна і трансмісії, що обертаються.

Під час роботи автомобілів на прямій передачі вплив мас, що обертаються, незначний. Їх вплив зростає з пониженням передач. На великих передаточних числах приведена умовна маса автомобіля значно збільшується. Так, наприклад, на першій передачі у вантажних автомобілів малої вантажопідйомності (ГАЗ-3302, ГАЗ-33023, ГАЗ-2217) коефіцієнт умовного збільшення маси машини сягає значень  $\delta_{ep} = 1,7 \dots 2,3$ . А в автомобілів середньої вантажопідйомності – 2,7.

Доданок  $\delta_{ep}P_j$  може мати знак плюс або мінус, відповідно до того, чи відбувається прискорений або сповільнений рух машини. Враховуючи це, переписуємо рівняння тягового балансу в остаточному вигляді:

$$P_k = P_{\psi} \pm \delta_{ep}P_j + P_w + P_{кр}. \quad (1.36)$$

Отримане рівняння тягового балансу можна застосовувати також для колісних і гусеничних тракторів, з тією лише різницею, що член  $P_w$  у цих випадках не враховується, оскільки сила опору повітря у тракторів, зважаючи на незначні швидкості руху, невелика.

#### 4. Диференціальне рівняння руху

Суму інерції можна визначити за формулою:

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (1.37)$$

Перетворимо рівняння тягового балансу (1.37):

$$P_j = P_k - P_\psi + P_w + P_{kp}. \quad (1.38)$$

У теорії трактора і автомобіля приведені рівняння використовують, з урахуванням (1.33), у вигляді:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\delta_{ep} m} (P_k - P_\psi - P_w - P_{kp}) = \frac{P_k - \sum_{i=1}^n P_{ci}}{\delta_{ep} \cdot m}. \quad (1.39)$$

Дане рівняння має назву диференціального рівняння руху.

Якщо сума зовнішніх сил опору  $\left( \sum_{i=1}^n P_{ci} \right)$  менша дотичної сили тяги  $P_k$ , то прискорення  $\left( \frac{dv}{dt} \right)$  позитивне і машина рухається з прискоренням. У протилежному разі ми, рух машини буде сповільненим.

**Модуль 2.****Загальна динаміка колісних та гусеничних енергетичних засобів****Лекція № 3****Тема: Робота ведених та ведучих коліс**

**Час:** 2 години.

**Питання лекції.**

9. Випадки кочення ведених коліс.
10. Рух веденого колеса по ґрунту, що деформується.
11. Кочення еластичної шини по поверхні, що не деформується.
12. Баланс потужності ведучого колеса.
13. Буксування колеса.

**1. Випадки кочення ведених коліс.**

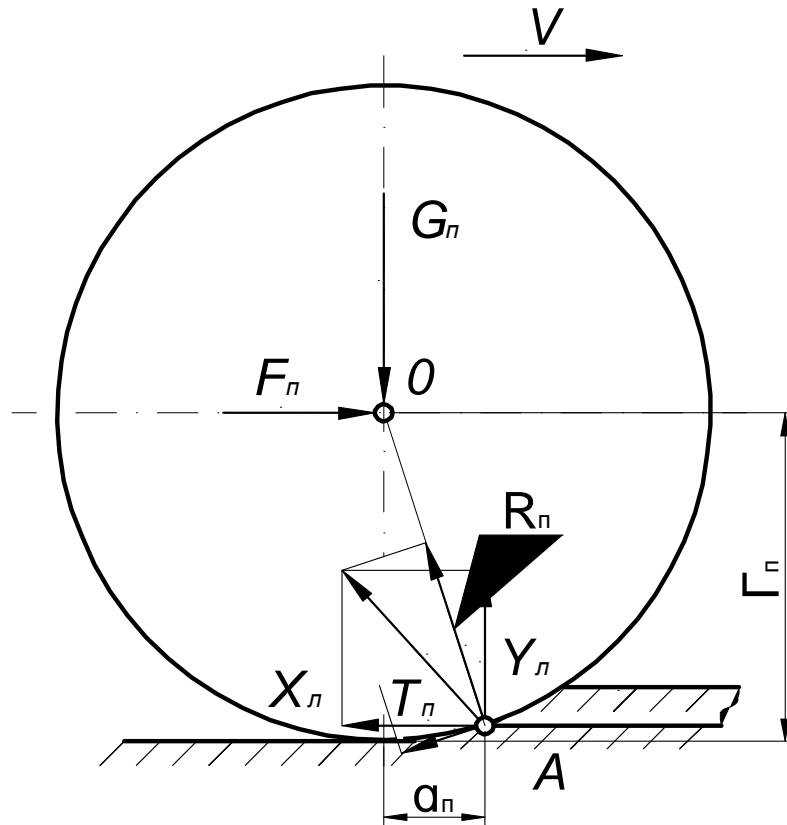
Можливі такі випадки кочення ведених коліс:

1. Кочення коліс з жорстким ободом по поверхні, що не деформується, прикладом цього може бути кочення металевих опорних катків по бігових доріжках гусениць;
2. Кочення коліс з жорстким ободом по поверхні, що деформується (деякою мірою до цього наближається кочення шин високого тиску по м'якому ґрунту);
3. Кочення коліс, що деформуються, по твердій поверхні: сюди відноситься рух коліс на пневматичних шинах по дорогах з твердим покриттям;
4. Рух коліс, що деформуються, по поверхні, що деформується (найбільш типові такі умови для тракторів на пневматичних шинах).

## 2. Рух веденого колеса по ґрунту, що деформується.

Розглянемо рух веденого металевого колеса по ґрунту, що деформується. Для спрощення приймемо, що колесо обертається рівномірно і рух відбувається на горизонтальній ділянці.

Ведене колесо (рис. 2.3) котиться під дією сили  $F_n$ , прикладеної до колеса з боку каркаса машини, і штовхаючої колесо в напрямку руху,  $V$ .



**Рис. 2.3. Схема сил, що діють на ведене колесо з жорстким ободом за устанавленого руху по горизонтальній поверхні, яка деформується**

Крім сили  $F_n$ , на колесо діє ще вертикальна сила  $G_n$ , що складається з вертикального навантаження, яке передається на вісь колеса з боку каркасу машини і ваги самого колеса. Моментом тертя в підшипниках колеса і опором повітря, зважаючи на їх незначну величину, нехтуємо.

Під дією вказаних сил колесо, що рухається, вдавлюється в ґрунт і утворює в ньому колію. Внаслідок цього виникають нормальні



і дотичні реакції ґрунту. Перші з них направлені по нормалях до поверхні обода, тобто по радіусах. Вони дають результуючу  $R_n$  прикладену в якійсь точці  $A$  дуги контакту колеса з ґрунтом, яка проходить через вісь колеса  $O$ . Дотичні реакції є силами тертя між ободом колеса і ґрунтом. Вони намагаються обертати колесо за годинниковою стрілкою. Замінімо дотичні сили тертя результуючою силою  $T_n$  і припустимо, що вона прикладена в тій же точці  $A$ , де й результуюча нормальна реакція  $R_n$ .

Розкладемо геометричну суму сил  $R_n$  і  $T_n$  на дві складові: вертикальну  $Y_n$ , направлену вгору, і горизонтальну  $X_n$ , направлену проти руху колеса.

Зсув точки  $A$  прикладення вертикальної реакції  $Y_n$  від вертикалі, що проходить через вісь колеса, приводить до виникнення моменту опору кочення  $M_{fn} = Y_n \cdot a_n = G_n a_n$ , оскільки  $Y_n = G_n$ . Величина моменту  $M_{fn}$  залежить за заданого вертикального навантаження  $G_n$  від розміру плеча  $a_n$ , тобто від глибини колії, утвореної колесом. Чим глибше колія, тим більше плече  $a_n$  і тим відповідно більший момент опору кочення колеса.

Окрім моменту опору кочення, на колесо діє ще пара сил, що утворюється силою  $F_n$ , штовхаючою колесо, і рівною їй за величиною, але протилежною за напрямом реакції ґрунту  $X_n$ . Плече цієї пари, тобто відстань від вісі  $O$  колеса до горизонтальної площини, в якій лежить точка  $A$ , є динамічним радіусом колеса. Відповідно до цього позначимо відстань від осі колеса до реакції  $X_n$  через  $r_n$ .

Для підтримки рівномірного обертання колеса момент пари сил  $F_n$  і  $X_n$  повинен бути рівний моменту опору кочення колеса  $M_{fn}$ , тобто  $F_n r_n = M_{fn}$ , звідки витікає, що:

$$F_n = M_{fn} / r_n. \quad (2.1)$$

Отже, ця формула (2.1) є умовною силою опору кочення колеса, що може бути виражена добутком коефіцієнта опору кочення ведено-

го колеса  $f_n$  на прикладене до колеса вертикальне навантаження  $G_n$ . Виходячи з цього, переписуємо попереднє рівняння в такому вигляді:

$$F_n = f_n G_n. \quad (2.2)$$

Таким чином, для рівномірного руху веденого колеса по горизонтальній дорозі до його осі повинна бути прикладена штовхаюча сила, що дорівнює силі опору кочення. Якщо момент тертя в підшипниках колеса настільки значний, що ним не можна знехтувати, а також у разі виникнення інерційних опорів за прискореною обертання колеса, необхідна штовхаюча сила відповідно зростає.

З одержаного рівняння маємо:

$$f_n = F_n / G_n. \quad (2.3)$$

Звідки витікає, що коефіцієнт опору кочення веденого колеса може бути визначений шляхом визначення штовхаючої сили, необхідної для рівномірного руху колеса з яким-небудь вибраним ваговим навантаженням у заданих дорожніх умовах на горизонтальній ділянці.

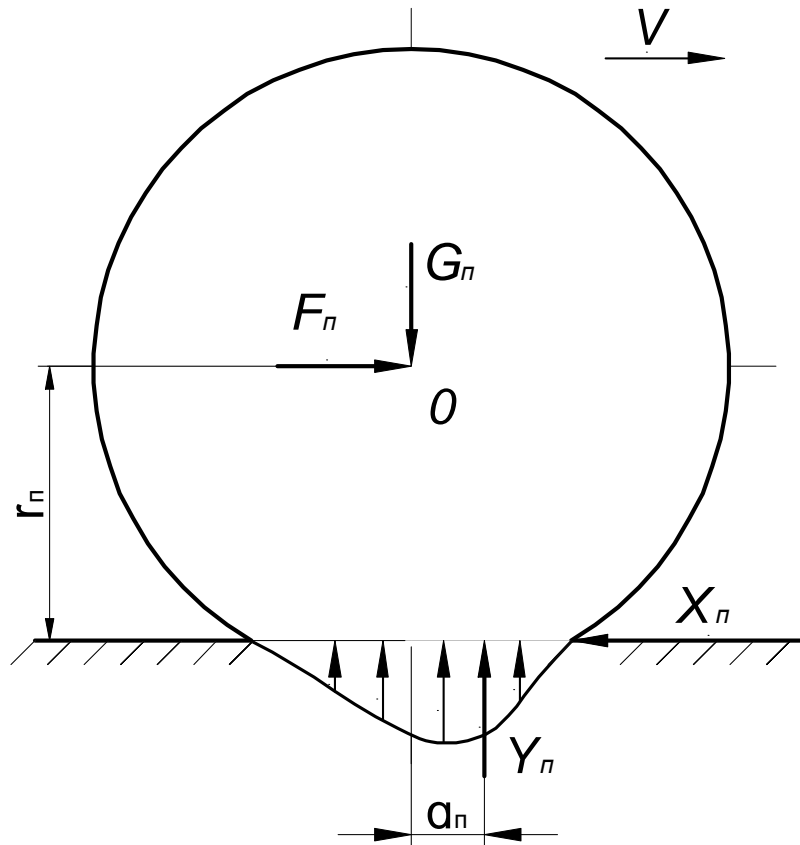
При деяких значеннях реакції  $X_n$  може виникати ковзання колеса, більше або менше, залежно від його зчіпних властивостей. У граничному випадку, коли необхідна для обертання колеса реакція  $X_n$  перевищує силу зчеплення колеса з дорогою, яка дорівнює  $\varphi G_n$ , де  $\varphi$  коефіцієнт зчеплення, колесо перестане обертатися і рухатиметься «юзом».

### **3. Кочення еластичної шини по поверхні, що не деформується.**

Розглянемо другий характерний випадок, коли еластична шина рівномірно котиться по горизонтальній поверхні, що не деформується (рис. 2.4). Аналогічно попередньому приймаємо, що колесо навантажене вертикальною силою  $G_n$  і рівномірно рухається на горизонталь-

ній ділянці штовхаючою силою  $F_n$ . При коченні колеса передні елементи шини, що вступають у контакт з дорогою, навантажуються і деформуються, а задні елементи, виходячи з контакту, розвантажуються і відновлюють свою форму. Якби шина мала ідеальну еластичність, то енергія, що затрачується на деформацію в одній частині її кола, повністю поверталася б колесу за відновлення форми шини в іншій частині кола. Елементи шини, відновлюючи свою форму, чинили б за рахунок накопиченої енергії тиск на дорогу і створювали б момент, сприяючий коченню колеса. Проте насправді через тертя усередині шини і в площі контакту шини з дорогою частина енергії, що витрачає на деформацію шини, назад не повертається і переходить у тепло, яке розсіюється в навколишньому середовищі. Внаслідок цього епюра нормальних реакцій, діючих на колесо, що рухається, має приблизно вигляд, показаний на рис. 2.4. У передній половині площі контакту шини з дорогою нормальні реакції більші, ніж у задній. Такий характер епюри призводить до того, що за кочення еластичної шини по поверхні, що не деформується, рівнодіюча  $Y_n$  нормальних реакцій зсовується вперед від вертикалі, що проходить через вісь колеса, аналогічно тому, як це було встановлено вище відносно жорсткого рухомого колеса по ґрунту, що деформується. Чим більші втрати деформації в шині, тим більша величина  $a_n$  зсуву реакції  $Y_n$  і тим більший момент опору кочення  $M_{fn} = Y_n a_n = G_n a_n$ .

Обертаючий момент, необхідний для подолання опору кочення, створюється парою сил, утворюваною штовхаючою силою  $F_n$  і горизонтальною реакцією дороги  $X_n$ . У даному разі реакція  $X_n$  є в основному силою тертя між колесом і дорогою.



**Рис. 2.4. Схема сил, що діють на ведене колесо з пневматичною шиною за усталеного руху на горизонтальній недеформційній поверхні**

Основний вплив на деформації в шині мають такі чинники: маса елементів шини, що деформується, жорсткість покришки і тиск повітря в шині. За збільшення маси, що бере участь у деформації, витрата енергії на внутрішнє тертя в шині зростає. Аналогічний вплив створює підвищення жорсткості покришки. Зниження тиску повітря збільшує деформацію шини і уповільнює відновлення її форми, тому на дорогах з твердим покриттям дуже низький тиск повітря в шинах збільшує опір кочення.

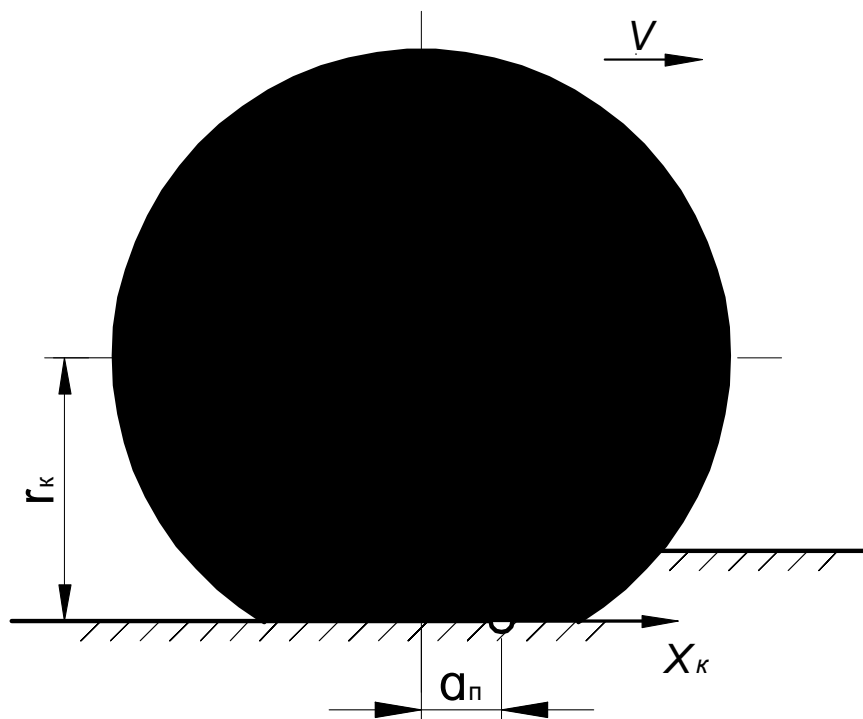
#### **4. Баланс потужності ведучого колеса**

На рис. 2.5 наведена схема сил і моментів, які діють на ведуче колесо, забезпечене пневматичною шиною, за його рівномірного руху по горизонтальній поверхні, що деформується.

Для простоти прийємо, що шина не має ґрунтозачепів і протектор її гладкий.

Кочення колеса викликане ведучим моментом  $M_{вед}$ , прикладеним до його осі. Окрім ведучого моменту, на колесо діють такі сили і реакції: вага  $G_k$ , включаючи вагу самого колеса; реактивна сила  $F_k$ , яка є опором, що створюється каркасом машини, штовхаючому її колесу; реакції ґрунту, що можуть бути зображені у вигляді двох результуючих: вертикальної  $Y_k$ , направленої вгору, і горизонтальної  $X_k$ , направленої по руху. Опором повітря нехтуємо.

У зв'язку з деформаціями ґрунту і радіальними деформаціями шини, що відбуваються за руху колеса, вертикальна реакція ґрунту  $Y_k = G_k$  зміщується щодо осі колеса на деяку поздовжню відстань  $a_k$ . Момент опору кочення колеса визначається за формулою  $M_{fk} = Y_k a_k = G_k a_k$ .



**Рис. 2.5. Схема сил і моментів, що діють на ведуче колесо з пневматичною шиною на горизонтальній поверхні, що деформується**

Штовхаюча реакція ґрунту  $X_k$  чисельно рівна опорі каркасу  $F_k P_k$ , але направлена в протилежну сторону. Вона діє щодо центру

колеса на плече, яке є динамічним радіусом  $r_d$  ведучого колеса. На схемі сила  $X_k$  умовно розташована на дні колії.

Напишемо баланс потужностей, що розвиваються силами і моментами, діючими на ведуче колесо. В даному разі усталеного руху потужностний баланс колеса виражається рівнянням:

$$M_{вед} \omega_k = M_{fr} \omega_k + X_k r_r \omega_k, \quad (2.5)$$

де  $\omega_k$  – кутова швидкість обертання колеса.

Якщо ведуче колесо котилося б без буксування і шина не мала тангенціальних деформацій, то вказаний баланс потужностей можна було б подати так:

$$M_{вед} \omega_k = M_{fr} \omega_k + X_k v_m, \quad (2.6)$$

де  $v_m$  – теоретична поступальна швидкість колеса.

Із співставлення обох наведених виразів балансу потужності виходить, що:

$$X_k v_m = X_k r_r \omega_k, \quad (2.7)$$

Звідки теоретична швидкість  $v_m = r_r \omega_k$ .

З другого боку, теоретична поступальна швидкість колеса рівна добутку кутової швидкості  $\omega_k$  на теоретичний радіус кочення  $r_r$ . Таким чином, динамічний радіус ведучого колеса  $r_d$  можна розглядати як його теоретичний радіус  $r_r$ .

Істинна величина поступальної швидкості ведучого колеса через буксування завжди менша теоретичної і дійсної радіуса (кінематичний або робочий радіус)  $r$  кочення менша теоретичного  $r_r$ . Між радіусом кочення  $r$  і швидкістю поступального руху  $v$  колеса існує така залежність:

$$v = \omega_k r. \quad (2.8)$$

У результаті втрат на кочення і буксування потужність, яка передається ведучим колесом каркаса енергетичного засобу, менша потужності, підведена до колеса. Назвемо відношення названих потужностей коефіцієнтом корисної дії ведучого колеса і позначатимемо його через  $\eta_k$ . Відповідно до цього визначення можна записати, що:

$$\eta_k = \frac{X_k v}{M_{вед} \omega_k}. \quad (2.9)$$

За сталого руху:

$$X_k = \frac{M_{вед} - M_{fk}}{r_k}. \quad (2.10)$$

Отже:

$$\eta_k = \frac{M_{вед} - M_{fk}}{M_{вед}} \cdot \frac{v}{\omega_k r_k} = \frac{M_{вед} - M_{fk}}{M_{вед}} \cdot \frac{v}{v_k}. \quad (2.11)$$

Відношення  $\frac{M_{вед} - M_{fk}}{M_{вед}}$  можна розглядати як коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати на кочення колеса, а відношення  $\frac{v}{v_k}$  як коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати на буксування колеса. Позначивши перший коефіцієнт через  $\eta_{fk}$ , а другий через  $\eta_\delta$ , загальний коефіцієнт корисної дії ведучого колеса  $\eta_k$  знаходимо так:

$$\eta_k = \eta_{fk} \eta_\delta. \quad (2.12)$$

## 5. Буксування колеса

Величина буксування ведучого колеса характеризується відношенням втраченої швидкості поступального руху до можливого її теоретичного значення і визначається як:

$$\delta = \frac{v_m - v}{v_m} \cdot 100\%. \quad (2.13)$$

Залежно від значення різниці  $v_m - v$  величина буксування може змінюватися в межах від нуля, коли  $v_m = v$ , до 100%, коли  $v = 0$ , тобто коли колесо буксує на місці.

Між величиною буксування  $\delta$  і коефіцієнтом корисної дії  $\eta_\delta$ , що враховує втрати на буксування, є така залежність:

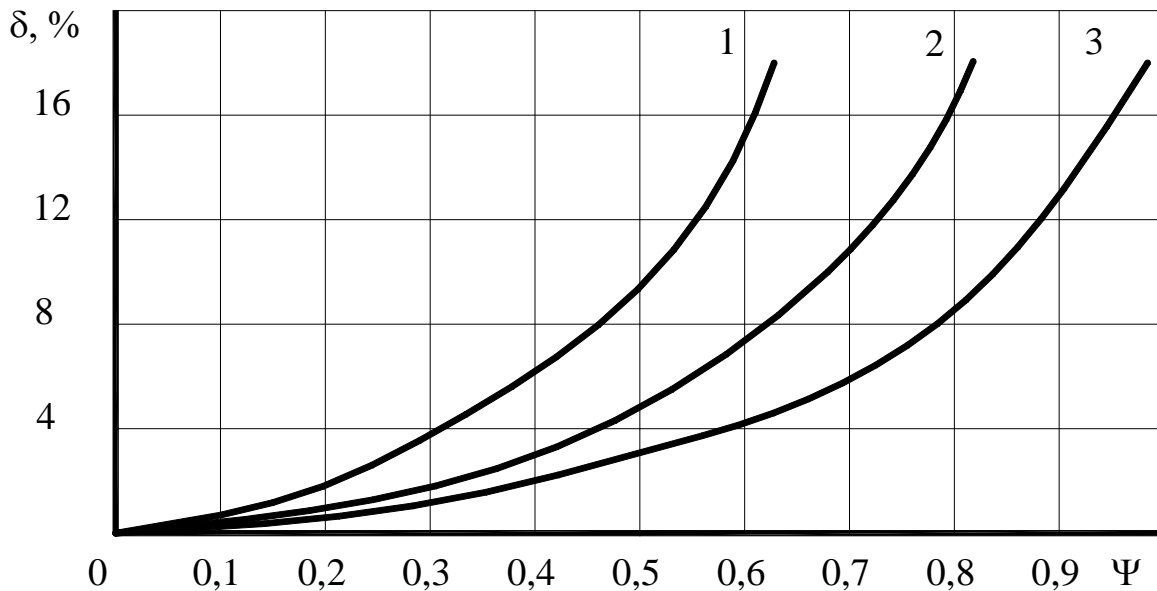
$$\delta = 1 - \frac{v}{v_k} = 1 - \eta_\delta. \quad (2.14)$$

Щоб відобразити сукупний вплив, що надається на величину буксування ведучих коліс силами  $P_k$  і  $G_{зч}$ , виразимо буксування як функцію відношення  $P_k/G_{зч}$ . Назвемо це відношення коефіцієнтом використання зчіпної ваги і позначатимемо його через  $\varphi_k$ . Коефіцієнт  $\varphi_k$  є змінною величиною. Залежно від умов роботи він може варіювати від нуля при  $P_k = 0$  до максимального значення  $\varphi_{k\max}$  за повного використання зчіпної ваги, коли  $P_k = P\varphi$ .

Зважаючи на трудність виміру значень коефіцієнта  $\varphi_k$  буксування ведучих коліс при тягових випробуваннях тракторів звичайно характеризують залежно від величини тягового зусилля на гаку і виражають цю залежність кривої  $\delta = f(P_{зак}/G_{сц})$ ; при цьому робиться припущення, що доки трактор рухається холостим ходом, колеса його не буксують. Характер кривої буксування залежить від механічних властивостей ґрунту і конструктивних параметрів трактора. На рис. 2.6 а і



б наведено дві криві  $\delta = f(P_{\text{гак}}/G_{\text{сц}})$ , одержані при випробуваннях ба- лонного трактора на двох видах ґрунтів: щільній стерні – крива 1 і полі, підготовленому під посів – крива 2. Обидві криві мають почат- кові ділянки, близькі до лінійних, де буксування росте приблизно пропорційно збільшенню сили тяги на гаку. Надалі буксування почи- нає рости більш інтенсивно і криві загинаються вгору, що особливо різко виявляється на сипучому ґрунті. Разом з тим перехід до криво- лінійної ділянки починається на сипучому ґрунті значно раніше ніж на твердій.



**Рис. 2.6. Криві буксування  $\delta$  залежно від використання ваги  $\Psi$  трактора з колісною формулою 4К4 та гусеничного: 1 – поле, підготовлене під посів; 2 – стерня; 3 – цілина.**

Для визначення коефіцієнта буксування професор Ю.К.Кіртбая на підставі обробітку масиву експериментальних даних запропонував наступну залежність

$$\delta = a \cdot \frac{P_{\text{кр}}}{G_{\text{сц}}} + b \cdot \left( \frac{P_{\text{кр}}}{G_{\text{сц}}} \right)^c,$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – безрозмірні коефіцієнти, які залежать від типу трактора та ґрунтових умов.

**Модуль 2.****Загальна динаміка колісних та гусеничних енергетичних засобів****Лекція № 4****Тема: Визначення нормальної реакції дороги на колеса трактора та автомобіля**

**Час:** 2 години.

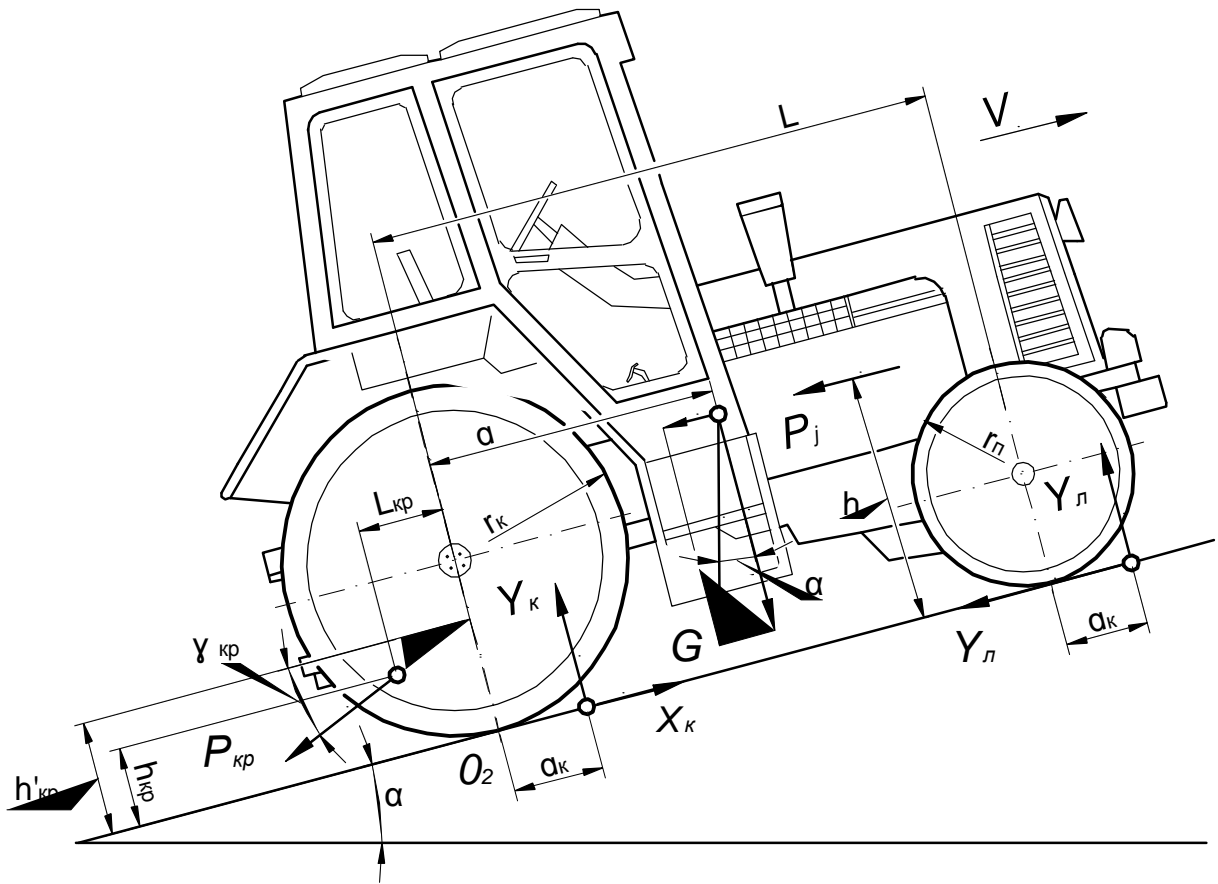
**Питання лекції.**

14. Сили, що діють на колісний трактор.
15. Визначення нормальних реакцій дороги.
16. Визначення координат центра ваги трактора з навісною сільськогосподарською машиною.
17. Визначення нормальних реакцій дороги на колеса трактора з сільськогосподарською машиною.
18. Гідравлічний збільшувач зчпної ваги.

**1. Сили, що діють на колісний трактор.**

Нормальні реакції дороги на колеса трактора і автомобіля можуть мати різні значення залежно від зовнішніх сил і моментів, діючих на машину під час роботи. Величина цих реакцій створює істотний вплив на тягові і гальмівні якості машини, її повздовжню стійкість і керованість, а також на навантаження, що сприймають її вузли і деталі.

Розглянемо можливий загальний випадок, коли трактор з причепом рухається прискорено на підйом під кутом  $\alpha$  до горизонту (рис.2.7). Трактор – типу 4К2 із задніми ведучими і передніми веденими колесами, для спрощення креслення, колеса трактора показано на рисунку теоретичними колами з радіусами  $r_k$  у ведучих і радіусами  $r_n$  у ведених коліс.



**Рис. 2.7. Зовнішні сили, що діють на трактор у повздовжній площі в загальному випадку**

За прямолінійного руху трактора на нього діють в повздовжній площині такі зовнішні сили і реакції:

1. Вага трактора  $G$ ; вона прикладена в центр тяжіння трактора; положення центру тяжіння зафіксовано на схемі двома координатами: повздовжньою  $a$  і вертикальною  $h$ ; першу з них визначає відстань від центру тяжіння до прямої, проведеної через геометричну вісь ведучих коліс перпендикулярно поверхні шляху; друга – відстань від центру тяжіння до опорної поверхні коліс.

2. Нормальні реакції дороги:  $Y_K$  – на ведучі колеса,  $Y_n$  – на ведені; реакція  $Y_K$  зміщена на відстань  $a_k$ , а реакція  $Y_n$  – на відстань  $a_n$  від прямих, проведених через осі відповідних коліс перпендикулярно їх опорній поверхні.

3. Реакції дороги, паралельні поверхні шляху: діюча за напрямом руху штовхаюча сила  $X_k$ , прикладена на відстані  $r_k$  від геометри-

чної осі ведучих коліс, і дія якої напрямлена проти руху реакції  $X_n$ , на відстані  $r_n$  від геометричної осі ведених коліс.

4. Тяговий опір  $P_{кр}$ , прикладений у точці причепа, що знаходиться на висоті  $h_{кр}$  від поверхні шляху; в загальному випадку тяговий опір направлений під кутом  $\gamma_{кр}$  до цієї поверхні.

5. Сумарна сила інерції  $P_j$  мас трактора, що рухаються поступально, виникаюча за нерівномірної швидкості руху.

У повздожній площині діють також дотичні сили інерції коліс і обертових деталей трансмісії, що знаходяться на поперечних валах. Моментами, що створені вказаними дотичними силами інерції, а також опором повітря нехтуємо, зважаючи на їх незначний вплив на загальну динаміку трактора.

Для зручності подальших обчислень перенесемо силу тягового опору  $P_{кр}$  за напрямом її дії до перетину з площиною, що проходить через вісь ведучих коліс нормально до поверхні шляху. Нову точку прикладення тягового опору назвемо умовною точкою причепа. Висота її над поверхнею шляху  $h'_{кр}$  визначається із співвідношення:

$$h'_{кр} = h_{кр} + l_{кр}tg\gamma_{кр}, \quad (2.21)$$

де  $l_{кр}$  – повздожжня відстань від дійсної точки причепа до осі ведучих коліс.

Кут  $\gamma_{кр}$  будемо вважати позитивним, коли лінія тягового опору нахилена вниз у напрямку до опорної поверхні, а негативним, коли вона нахилена вгору. На даній схемі показано перший випадок.

## 2. Визначення нормальних реакцій дороги

Щоб визначити нормальну реакцію дороги  $Y_n$ , діючу на передні колеса, складемо рівняння моментів усіх сил, показаних на рис. 2.7, щодо точки  $O_2$ , в якій штовхаюча сила  $X_k$  перетинається з нормаллю до поверхні шляху, проведеної через геометричну вісь ведучих коліс. Рівняння моментів буде таким:

$$\begin{aligned}
& Y_n(L + a_n) + Y_K a_K + G \sin \alpha h + P_j h + \\
& + P_{кр} \cos \gamma_{кр} h'_{кр} - G \cos \alpha a = 0,
\end{aligned} \tag{2.22}$$

де  $L$  – повздовжня база трактора.

Замінімо в наведеному рівнянні добуток  $Y_K a_K$  і  $Y_n a_n$  відповідними моментами опору кочення  $M_{fk}$  і  $M_{fn}$  ведучих і ведених коліс. Враховуючи далі, що  $M_{fk} + M_{fn}$  є моментом опору кочення всього трактора, який позначатимемо через  $M_f$ , отримаємо таку формулу для визначення реакції  $Y_n$ :

$$Y_n = \frac{G \cos \alpha a - (G \sin \alpha + P_j)h - P_{кр} h'_{кр} - M_f}{L}. \tag{2.23}$$

Тут, як і надалі, приймаємо  $\cos \gamma_{кр} = 1$ .

Нормальну реакцію дороги  $Y_K$  можна визначити, написавши рівняння проєкцій діючих сил на поперечну площину, перпендикулярну поверхні шляху:

$$Y_n + Y_K = G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}. \tag{2.24}$$

Підставивши сюди замість реакції  $Y_n$  її значення з рівняння (2.23), одержуємо формулу:

$$\begin{aligned}
Y_K = & \frac{G \cos \alpha (L - a) + (G \sin \alpha + P_j)h + P_{кр} h'_{кр} + M_f}{L} + \\
& + P_{кр} \sin \gamma_{кр}.
\end{aligned} \tag{2.25}$$

Якщо розглядається рух під уклін, то кут  $\alpha$  має негативне значення і член  $G \cdot \sin \alpha$  повинен входити в рівняння (2.24) із знаком мінус. Сила інерції  $P_j$  також може мати в рівняннях (2.25) різний знак;

за сповільненого руху (наприклад, у разі гальмування машини) її потрібно брати із знаком мінус.

За сталого руху трактора з причепом на горизонтальній ділянці реакції  $Y_n$  і  $Y_k$  мають такі значення:

$$\begin{cases} Y_n = \frac{Ga - P_{кр} h'_{кр} - M_f}{L} \\ Y_k = \frac{G(L - a) + P_{кр} h'_{кр} + M_f}{L} + P_{кр} \sin \gamma_{кр} \end{cases} \quad (2.26)$$

Назвемо реакції  $Y_n$  і  $Y_k$ , діючі на колеса трактора, коли він стоїть нерухомо без причепа на горизонтальному майданчику, статичними і позначатимемо їх  $Y_{n_{cm}}$  і  $Y_{k_{cm}}$ . Прирівнявши в попередньому рівнянні до нуля всі сили і моменти, що відпадають в даному разі, одержуємо:

$$\begin{cases} Y_{n_{cm}} = \frac{Ga}{L}; \\ Y_{k_{cm}} = \frac{G(L - a)}{L} \end{cases} \quad (2.27)$$

Порівняння значень реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$ , діючих на передні і задні колеса трактора за різних умов, показує, що вони не залишаються постійними. Якщо трактор рухається без причепа або якщо лінія тягового опору паралельна поверхні шляху, то зміна реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$  відбувається в результаті перерозподілу нормальних навантажень між передніми і задніми колесами; зниження навантаження на передні колеса викликає таке ж збільшення навантаження на задні колеса, і навпаки; сума  $Y_n + Y_k$ , залишається рівною  $G \cos \alpha$ . За нахилу лінії тягового опору до поверхні шляху зміна реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$  відбувається не лише в результаті перерозподілу нормальних навантажень між колесами, а і в результаті того, що в цьому випадку:

$$Y_n + Y_k = G \cos \alpha + P_{zak} \sin \gamma_{zak}. \quad (2.28)$$

За підрахунку нормальних реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$  для автомобілів необхідно серед діючих зовнішніх сил враховувати також силу опору повітря  $P_\omega$ , прикладену в центрі парусності, що знаходиться на висоті  $h_\omega$  від поверхні шляху. У зв'язку з цим, застосовуючи формули (2.26) для знаходження реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$  у автомобілів, слід доповнити праву частину формул моментом  $P_\omega h_\omega$ ; у формулу для  $Y_n$  він повинен входити і знаком мінус, у формулу для  $Y_k$  – зі знаком плюс, оскільки цим моментом передні колеса розвантажуються, а задні довантажуються.

Для більш наочного уявлення про те, як розподіляються нормальні реакції між передніми і задніми колесами за різних умов руху, і для можливості порівняння в цьому відношенні різних машин вводяться питомі значення  $Y_n$  і  $Y_k$ . Назвемо відношення  $Y_n/G$  коефіцієнтом навантаження передніх коліс, а відношення  $Y_k/G$  – коефіцієнтом навантаження задніх коліс і будемо позначати їх відносини відповідно через  $\lambda_n$  і  $\lambda_k$ . Значення  $\lambda_n$  і  $\lambda_k$  можна визначити за наведеним вище формулами для підрахунку реакцій  $Y_n$  і  $Y_k$ . Зокрема, за сталого руху трактора з причепом на горизонтальній ділянці коефіцієнти  $\lambda_n$  і  $\lambda_k$  мають такі значення:

$$\begin{cases} \lambda_n = \frac{a}{L} - \frac{P_{кр} h_{кр} + M_f}{GL} = \lambda_{n_{ст}} - \frac{P_{кр} h'_{кр} + M_f}{GL}; \\ \lambda_k = \lambda_{k_{ст}} + \frac{P_{кр} (h_{кр} + L \sin \gamma_{кр}) + M_f}{GL}. \end{cases} \quad (2.29)$$

У цих формулах  $\lambda_{кр} = \frac{a}{L}$  і  $\lambda_{к_{ст}} = \frac{L-a}{L}$  – значення коефіцієнтів навантаження передніх та задніх коліс за статичного положення машини.



Якщо лінія тягового опору на гаку паралельна поверхні шляху ( $\gamma_{кр} = 0$ ), то  $\lambda_n + \lambda_k = 1$ . Якщо  $\gamma_{кр} \neq 0$ , то за нахилу лінії тягового опору вниз  $\lambda_n + \lambda_k > 1$ , а при нахилі вгору  $\lambda_n + \lambda_k < 1$ .

У автомобілів, що рухаються рівномірно горизонтальною дорогою без причепа:

$$\begin{aligned}\lambda_n &= \frac{a}{L} - \frac{P_\omega h_\omega + M_f}{GL} = \lambda_{n_{cm}} - \frac{P_\omega h_\omega + M_f}{GL}; \\ \lambda_k &= \frac{L-a}{L} + \frac{P_\omega h_\omega + M_f}{GL} = \lambda_{k_{cm}} + \frac{P_\omega h_\omega + M_f}{GL}.\end{aligned}\tag{2.30}$$

Величина  $\lambda_n$  має значення для твердження про керованість машини; величина  $\lambda_k$  у машин із задніми ведучими колесами характеризує зчіпну вагу машини.

На розподіл нормальних навантажень між передніми і задніми колесами істотний вплив створює повздовжня координата центру тяжіння машини. У колісних тракторів із задніми ведучими колесами центр тяжіння розташовується ближче до задніх коліс з таким розрахунком, щоб  $Y_{n_{cm}} \approx (0,65 - 0,7)G$ . Зменшення ваги, що припадає на задні колеса, погіршує зчіпні якості трактора; зменшення ваги, що передається переднім колесам, негативно позначається на його керованості і поздовжній стійкості. У самохідних шасі на передні колеса передається значно менша частина ваги ( $Y_{n_{cm}} \approx 0,2G$ ), оскільки мається на увазі, що при розміщенні на рамі шасі начіпних машин центр ваги агрегату переміститься вперед. У легкових автомобілів, а також у грузовиків за відсутності вантажу на платформі центр маси розташовується приблизно посередині повздовжньої бази. За наявності вантажу, що відповідає номінальній вантажопідйомності автомобіля, і рівномірному розподілі його по платформі на задні колеса доводиться в статичному положенні приблизно  $(0,7 - 0,75)G$ .

### 3. Визначення координат центра ваги трактора з навісною сільськогосподарською машиною

Слід розрізнати два положення навісних машин: транспортне і робоче. У першому випадку на машину діє тільки сила ваги, що повністю передається на колеса трактора. У другому випадку, крім ваги машини, доводиться враховувати ще реакції ґрунту, що діють на її робочі органи і опорні колеса.

При піднятій начіпній машині нормальні реакції ґрунту на колеса трактора можна визначити за рівнянням, наведеним у попередньому параграфі, замінивши в них повздовжню і вертикальну координати ( $a$ ) і ( $h$ ) центр ваги трактора відповідними координатами  $a_{agr}$  і  $h_{agr}$  центру ваги начіпного агрегату, розуміючи під агрегатом сукупність трактора з робочою машиною. Беручи за підставу те, що момент, створюваний навісним агрегатом відносно будь-якої точки, має дорівнювати сумі моментів, створюваних щодо цієї точки трактором і накладеними на нього машиною, напишемо для знаходження шуканих значень  $a_{agr}$  і  $h_{agr}$  наступні рівняння моментів відносно точки  $O_2$ :

$$G_{agr} \cos \alpha a_{agr} = (Ga - G_H a_H) \cos \alpha; \quad (2.31)$$

$$G_{agr} \sin \alpha h_{agr} = (Gh - G_H h_H) \sin \alpha, \quad (2.32)$$

де  $G_{agr}$  – вага навісного агрегату;

$G_H$  – вага навісної машини;

$a_H$  та  $h_H$  – відповідно повздовжня і вертикальна координати центру тяжіння начіпної машини;

$\alpha$  – кут нахилу до горизонту поверхні, на якій стоїть агрегат.

Звідси, враховуючи, що  $G_{agr} = G + G_H$ , отримуємо:

$$\begin{cases} a_{agr} = \frac{Ga - G_H a_H}{G - G_H}; \\ h_{agr} = \frac{Gh - G_H h_H}{G - G_H}. \end{cases} \quad (2.33)$$

Якщо начіпна машина або окремі її секції розташовані попереду осі ведучих коліс трактора, то у формулі визначення координати  $a_{agr}$ , створювані ними моменти, повинні входити зі знаком плюс.

За визначення нормальних реакцій ґрунту на передні та задні колеса трактора з працюючою начіпною машиною можна передбачити реакції ґрунту, що діють на робочі органи начіпної машини, результуючою реакцією  $R$ , розташованою в поздовжньо-вертикальній площині (рис. 2.8).

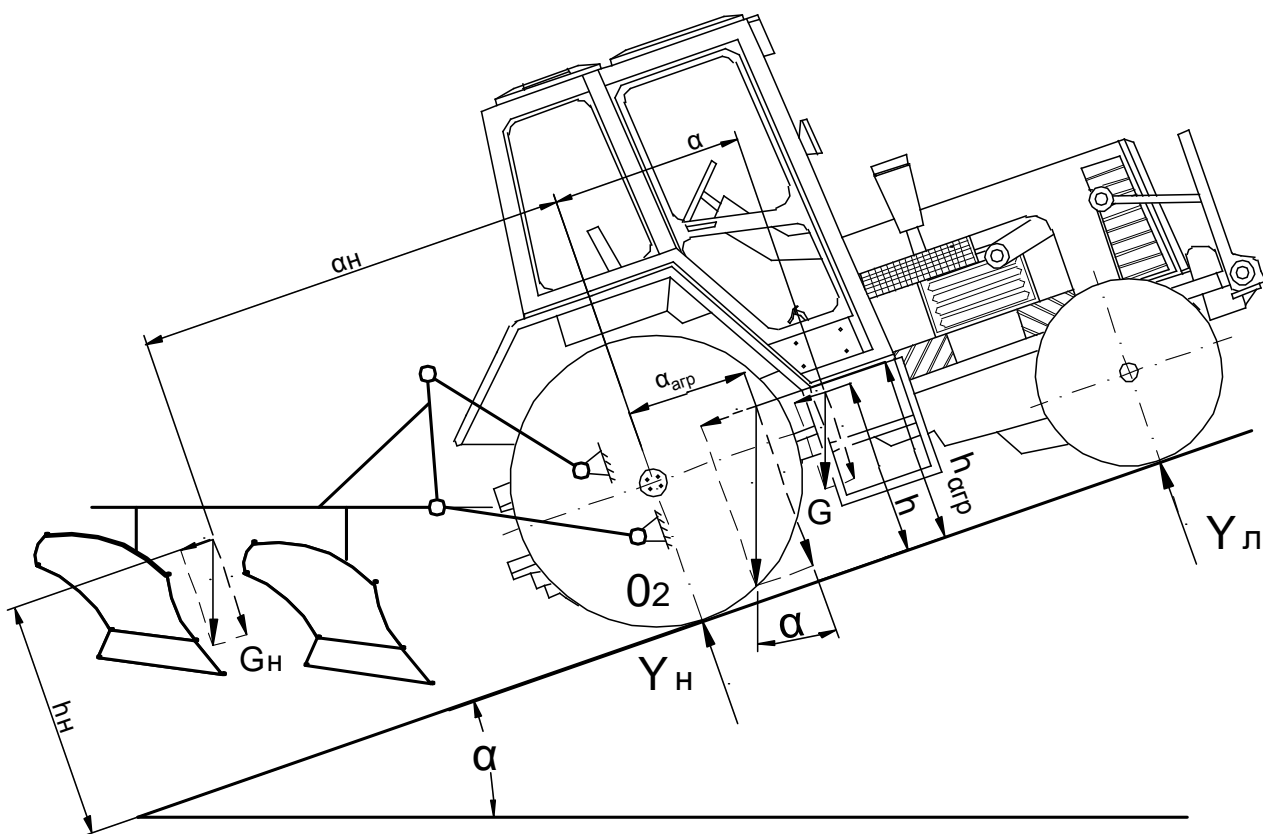
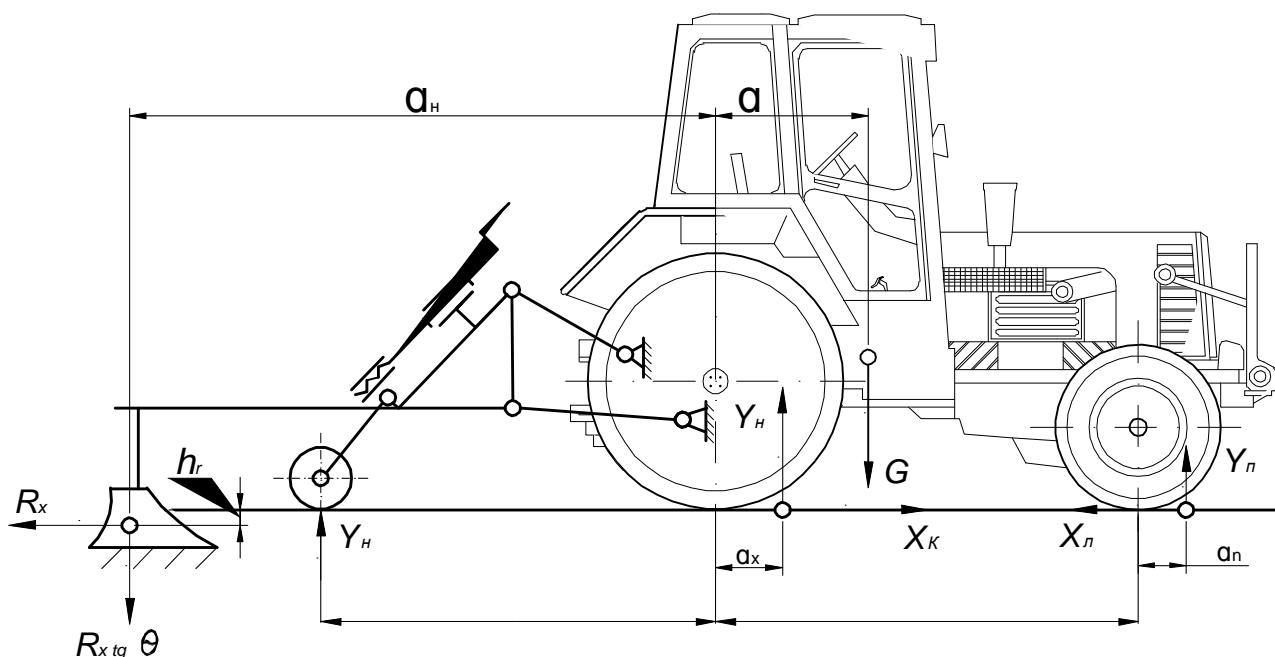


Рис. 2.8. Схема координат центра ваги начіпного агрегату

#### 4. Визначення нормальних реакцій дороги на колеса трактора з сільськогосподарською машиною

Знайдемо, чому дорівнюють нормальні реакції ґрунту на колеса трактора під час роботи з начіпною машиною. Зауважимо, що машина забезпечена опорними колесами, і навішана на трактор ззаду, а робота проводиться на горизонтальній ділянці і рух агрегату має сталий характер. На рис. 2.10 нанесені сили, що діють у цьому вразі на начіпний агрегат у повздовжній площині.



**Рис. 2.10.** Сили, що діють на начіпний агрегат у повздовжній площині за сталої роботи на горизонтальній поверхні

Склавши рівняння моментів діючих сил щодо точки  $O_2$  і рівняння їх проекцій на вертикальну вісь, знаходимо, що нормальні реакції  $Y_n$  і  $Y_k$  на передні і задні колеса трактора мають таке значення:

$$Y_n = \frac{G_a - R_x \operatorname{tg} \theta a_n + Y_n L_n - M_f}{L} = Y_{n_{cm}} - \frac{R_x \operatorname{tg} \theta a_n - Y_n L_n + M_f}{L}; \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} Y_k &= \frac{G \cdot (L - a) + R_x \operatorname{tg} \theta \cdot (L + a_n) - Y_n (L + L_n) + M_f}{L} = \\ &= Y_{k_{cm}} + \frac{R_x \operatorname{tg} \theta (L + a_n) - Y_n (L + L_n) + M_f}{L}, H, \end{aligned} \quad (2.38)$$

де  $L_n$  – поздовжня база начіпної машини – відстань від вісі опорних коліс машини до вісі ведучих коліс трактора.

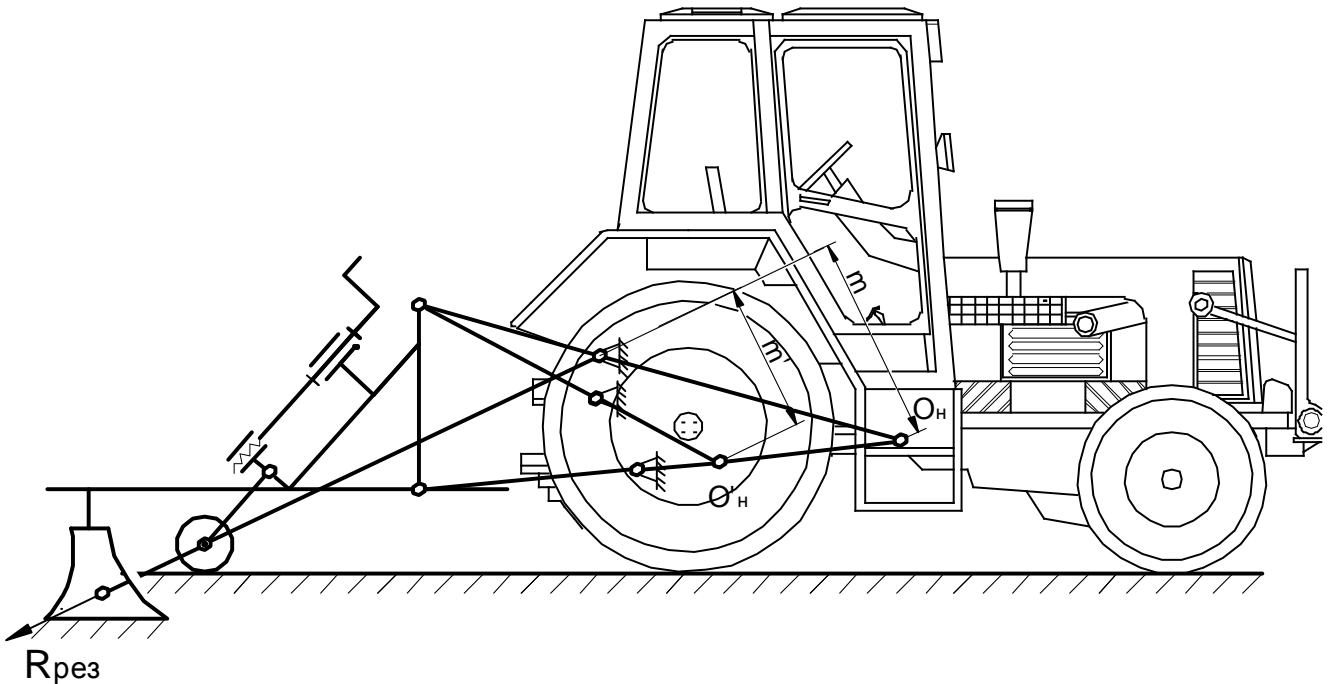
Виводячи формули (2.36), ми знехтували моментом  $R_x h_r$ , який утворюється реакцією  $R_x$  (тяговим опором начіпної машини) щодо опорної поверхні коліс трактора, зважаючи на малість плеча  $h_r$ , на яке діє реакція  $R_x$ . Слід також мати на увазі, що поздовжня координата  $a_n$  центру тяжіння начіпної машини, що входить до формул (2.37 та 2.38), дещо змінюється залежно від положення машини по висоті, зокрема, під час роботи вона має більше значення, ніж у транспортному положенні.

Сумарна вертикальна реакція ґрунту на колеса трактора  $Y_n + Y_k = G + R_x \operatorname{tg} \theta - Y_n$ , тобто за рахунок силового впливу навісних машин вона на  $R_x \operatorname{tg} \theta - Y_n$  більше ваги трактора. Як видно з цього співвідношення, величина довантаження трактора залежить при заданих зовнішніх умовах від навантаження  $Y_n$ , переданою опорними колесами начіпної машини. Збільшення загального довантаження трактора, підвищення його зчіпної ваги і зниження тягового опору начіпних машин є наслідком зменшення навантаження на опорні колеса. У той же час за надмірною розвантаження опорних коліс хід начіпної машини стає нестійким, рівномірність глибини обробітку порушується, може відбуватися виглиблення робочих органів. У зв'язку з цим виникає необхідність у корегуванні навантажень на опорні колеса навісного агрегату відповідно до умов роботи.

## 5. Гідравлічний збільшувач зчіпної ваги

Найпростішим способом це може виконуватися шляхом регулювання положення миттєвого центру обертання начіпної машини. На просапних тракторах класу 1.4 для зазначеної мети передбачено можливість зміни кута нахилу верхньої тяги навісного пристрою шляхом приєднання її до трактора в різних точках. За переміщення цієї тяги з положення, показаного на рис. 2.11 суцільною лінією, в положення,

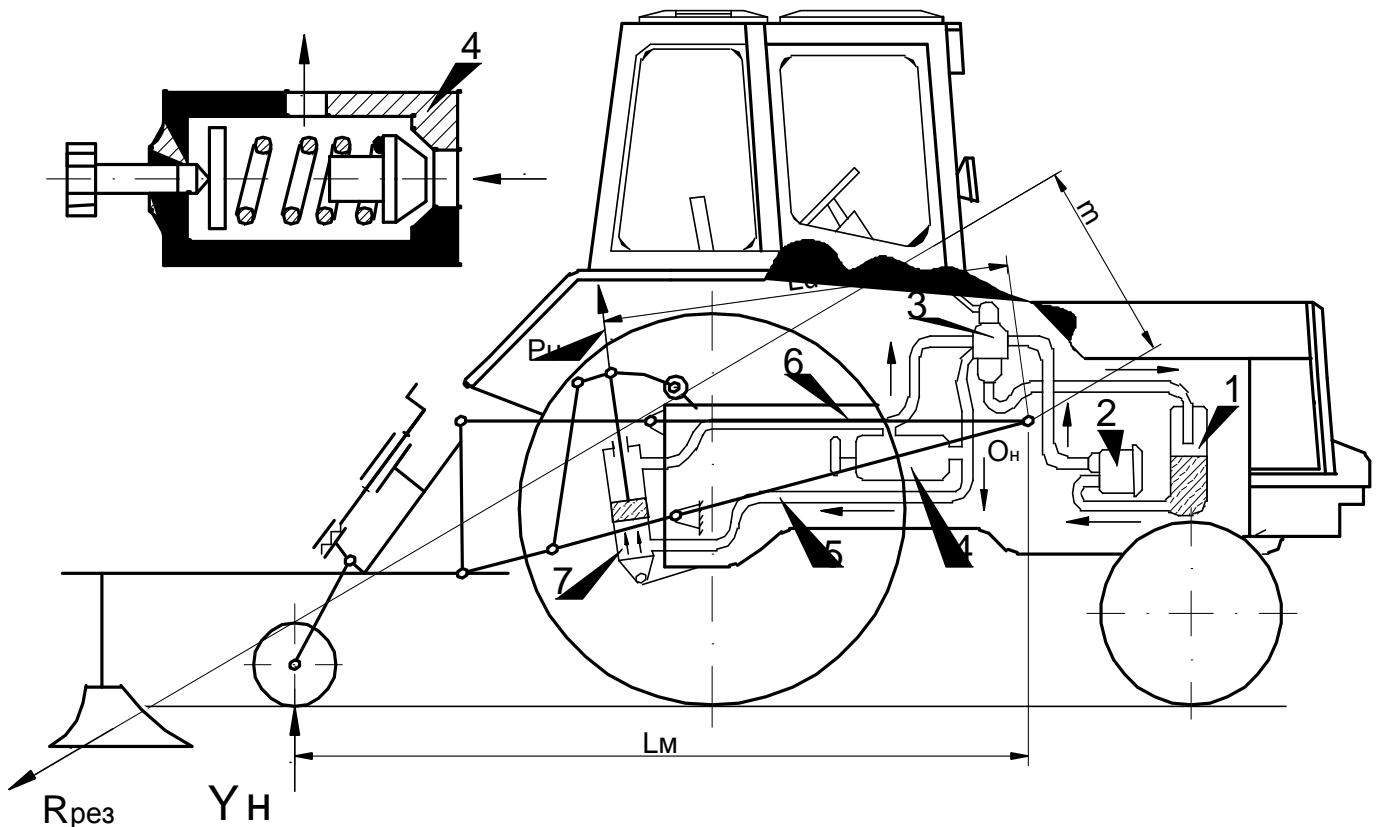
показане пунктиром, миттєвий центр обертання машини переміщується з точки  $O_n$  в точку  $O'_n$ . У результаті плече заглиблюючого моменту замість  $m$  стає  $m'$ , що зменшує величину заглиблюючого моменту і відповідно знижує навантаження на опорні колеса.



**Рис. 2.11. Схема корегування навантажень на колеса начіпного агрегату шляхом регулювання положення миттєвого центра обертання начіпної машини**

Коригування навантажень на колеса начіпного агрегату може здійснюватися також іншими способами. На рис. 2.12 наведено схему коректора, у якого для часткової передачі заглиблюючого моменту на трактор і регулювання величини переданого моменту використаний гідравлічний підйомник трактора. Регулювання коректора проводиться за допомогою дросельного клапана 4, встановленого між напірною 5 і зливною 6 магістралями гідропідіймача. Схему клапана винесено на рисунку окремо в більшому масштабі. Під час роботи начіпної машини мастило нагнітається насосом 2, пройшовши через розподільник 3, зливається через дросельний клапан назад у бак. Шлях ма-

стила показаний на схемі стрілками: суцільними – в напірній магістралі, а пунктирними – на злив. Тиск, створений в напірній магістралі, можна регулювати шляхом зміни натягу пружини дросельного клапана або кількістю мастила, що подається насосом. З напірної магістралі тиск передається в підпоршневий простір силового циліндра 7, в результаті чого на штоку циліндра виникає відповідна до встановленого тиску сила  $P_{ц}$ , що прагне виглибити начіпну машину.



**Рис. 2.12. Схема гідравлічного коректора навантажень на колеса навісного агрегату**

Рівняння рівноваги начіпної машини щодо її миттєвого центру обертання  $O_n$  має у даному разі такий вигляд:

$$R_{рез}m = Y_n l_k + P_{ц} l_{ц}, \quad (2.39)$$

де  $l_{ц}$  – плече сили  $P_{ц}$  щодо центра  $O_n$ .

Звідси:

$$Y_H = \frac{R_{рез}m - P_{ц}l_{ц}}{l_K}. \quad (2.40)$$

З цього виразу виходить, що, регулюючи під час роботи силу  $P_{ц}$  в циліндрі гідропідйомників, тракторист корегує навантаження на опорні колеса навісної машини, а за допомогою цього таки ж навантаження на колеса трактора.

Слід зазначити, що розглянута схема може бути лише ілюстрацією принципу роботи гідравлічного коректора навантажень на колеса начіпного агрегату.



## Модуль 2 .

### Загальна динаміка колісних та гусеничних енергетичних засобів

#### Лекція № 5

#### Тема: Загальна динаміка гусеничного рушія

**Час:** 2 години.

**Питання лекції.**

19. Робота гусеничного рушія.
20. Визначення ККД гусеничного рушія.
21. Визначення положення центра тиску гусеничного трактора.
22. Розподіл нормальних реакцій ґрунту по довжині опорної поверхні гусениць.
23. Розподіл нормальних реакцій ґрунту по довжині опорної поверхні гусениць з балансірною підвіскою.

#### 1. Робота гусеничного рушія.

Теоретична поступальна швидкість  $v_T$  гусеничного енергетичного засобу, яку можна визначити з умови рівномірного обертання ведучих коліс і відсутності буксування або ковзання гусениць, може бути виражена в тій же формі, що була прийнята вище для колісного трактора, тобто

$$v_T = \omega_k r_k, \quad (3.1)$$

де  $\omega_k$  – кутова швидкість;

$r_k$  – теоретичний радіус ведучих коліс гусеничного рушія.

Рухаючись без буксування, трактор проходить за один оберт ведених коліс шлях, рівний периметру багатокутника, який утворюєть-

ся ланками гусениць, що укладаються по колу колеса. Отже, для гусеничного трактора може бути таке співвідношення:

$$2\pi r_k = l_{\text{лан}} z_k, \quad (3.2)$$

де  $l_{\text{лан}}$  – крок гусеничної ланки;

$z_k$  – кількість активно діючих зубів ведучих коліс.

Величина  $z_k$  рівна загальній кількості зубів ведучих коліс, за умови, що кожний зуб послідовно входить у зачеплення з черговою ланкою гусениці. Якщо зачеплення проводиться через зуб, то кількість активно діючих зубів рівна половині загальної кількості зубів коліс.

З рівняння (3.2) визначаємо теоретичний радіус ведучого колеса:

$$r_k = \frac{l_{\text{лан}} z_k}{2\pi}. \quad (3.3)$$

Кутову швидкість ведучого колеса визначають за формулою:

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30}, \quad (3.4)$$

де  $n_k$  – частота обертання ведучого колеса

З урахуванням (3.3) та (3.4) рівняння (3.1) буде таким:

$$v_T = \frac{\pi n_k}{30} \cdot \frac{l_{\text{лан}} z_k}{2\pi} = \frac{l_{\text{лан}} z_k n_k}{60}. \quad (3.5)$$

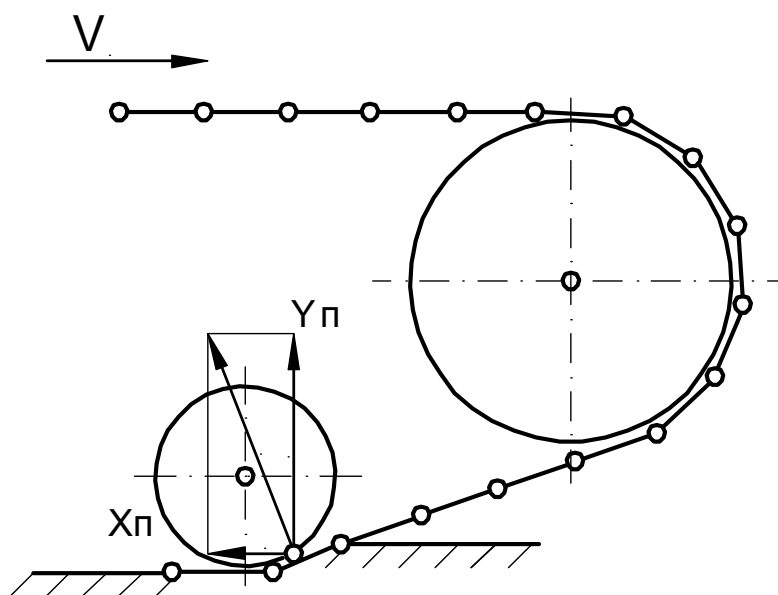
Якщо потрібно визначити швидкість у км/год, то використовують формулу:

$$v_T = \frac{3600}{1000} \cdot \frac{l_{\text{лан}} z_k n_k}{60} = 0,06 l_{\text{лан}} z_k n_k. \quad (3.6)$$

Швидкість, що була визначена за наведеними формулами, є середньою. Унаслідок того, що гусеничний ланцюг є не гнучкою стрічкою, а складається з окремих жорстких ланок, дійсна поступальна швидкість трактора не має постійного значення і навіть за рівномірного обертання ведучих коліс вона змінюється в деяких межах з певною періодичною повторюваністю при кожному переході заднього опорного катка на наступну ланку гусениці. Період, протягом якого здійснюється повний цикл зміни швидкості, відповідає повороту ведучого колеса гусениці на кут  $2\pi / z_k$ .

## 2. Визначення ККД гусеничного рушія

Вважатимемо, що зовнішні опори створюються переважно за укладання на землю похилих лобових гілок гусениць, коли на них наїжджають передні опорні катки (рис. 3.2). Вважається, що подальші опорні катки котяться по ланках, що лежать на вже ущільненому дні колії, і тому подальших деформацій ґрунту не викликають. Незважаючи на умовність такого допущення, ним звичайно користуються, оскільки воно не вносить істотних змін в аналіз загальної динаміки трактора.



**Рис. 3.2. Схема лобової частини гусеничного ланцюга**

Рівнодіюча реакцій ґрунту, діючих на передні лобові гілки гусениць за руху енергетичного засобу по поверхні, що деформується, називається лобовим опором. Лобовий опір нахилений під деяким кутом до поверхні шляху і прикладений в якійсь точці А ділянки ґрунту, що деформується. Розкладемо лобовий опір на дві складові: вертикальну  $Y_n$  і горизонтальну  $X_n$ . Перша з них у тяговий баланс енергетичного засобу не входить і надалі додається з рештою вертикальних реакцій ґрунту, діючих на трактор. Горизонтальна складова лобового опору  $X_n$  є другим компонентом опору кочення.

На гусеничний рушій діють дві реакції ґрунту, паралельні поверхні шляху:

- 1) штовхаюча сила  $X_k$ , що напрямлена вздовж руху трактора;
- 2) складова  $X_n$  лобового опору гусениць, що напрямлена проти руху трактора.

Назвемо коефіцієнтом корисної дії гусеничного рушія відношення потужності, яку розвиває сила  $X_k - X_n$ , що передається корпусу трактора, до потужності підведеної до ведучих коліс гусеничного рушія і позначимо цей коефіцієнт через  $\eta_{гус}$ . У відповідності із даним визначенням маємо:

$$\eta_{гус} = \frac{(X_k - X_n)v}{M_{вед}\omega_k}, \quad (3.7)$$

де  $v$  – дійсна швидкість поступального руху енергетичного засобу.

У гусеничних тракторів штовхаюча сила  $X_k$  має за устанавленого руху, таке значення:

$$X_k = P_k - \frac{M_r}{r_k}. \quad (3.8)$$

Підставляючи це значення  $X_k$  у попереднє рівняння, отримаємо:

$$\eta_{гус} = \frac{P_{к}v - \left( \frac{M_r}{r_{к}} + X_n \right)v}{M_{вед}\omega_{к}}. \quad (3.9)$$

Враховуючи, що дотична сила тяги гусеничного енергетичного засобу а така:

$$P_{к} = \eta_{в.уч} \frac{M_{вед}}{r_{к}}, \text{ а } \frac{M_r}{r_{к}} + X_n = P_f, \quad (3.10)$$

можна виразити ККД гусеничного рушія у вигляді:

$$\eta_{гус} = \eta_{в.уч} \frac{v}{v_T} - \eta_{в.уч} \frac{v}{v_T} \cdot \frac{P_f}{P_{к}} = \eta_{в.уч} \frac{v}{v_T} \left( 1 - \frac{P_f}{P_{к}} \right). \quad (3.11)$$

Відношення  $\frac{v}{v_m}$  фактичної швидкості поступального руху енергетичного засобу до її теоретичного значення являє собою ККД  $\eta_{\delta}$ , що характеризує втрати на буксування гусениць. Вираз  $1 - \frac{P_f}{P_{к}}$  – це ККД, що враховує втрати на перекочування трактора. Позначимо його через  $\eta_f$ . Зробивши відповідні підстановки, отримаємо із попереднього виразу:

$$\eta_{гус} = \eta_{в.уч} \eta_f \eta_{\delta}. \quad (3.12)$$

Якщо втрати на кочення трактора розділити на складові частини і окремо характеризувати втрати на тертя в гусеничному рушії ККД  $\eta_r$ , а втрати на вертикальне пресування ґрунту – коефіцієнтом  $\eta_n$ , то попереднє рівняння можна виразити в такій формі:

$$\eta_{гус} = \eta_{в.уч} \eta_n \eta_r \eta_\delta \quad (3.13)$$

### 3. Визначення положення центра тиску гусеничного трактора

Розглянемо загальний випадок прямолінійного руху, коли гусеничний трактор з причепом рухається прискорено на підйом, під кутом нахилу до горизонту  $\alpha$ . У цьому разі на трактор діють у поздовжньо-вертикальній площині такі зовнішні сили та реакції (рис. 3.3):

1) вага трактора  $G$ , вона має дві складові: паралельну поверхні шляху  $G \sin \alpha$  та перпендикулярну цій поверхні  $G \cos \alpha$ ;

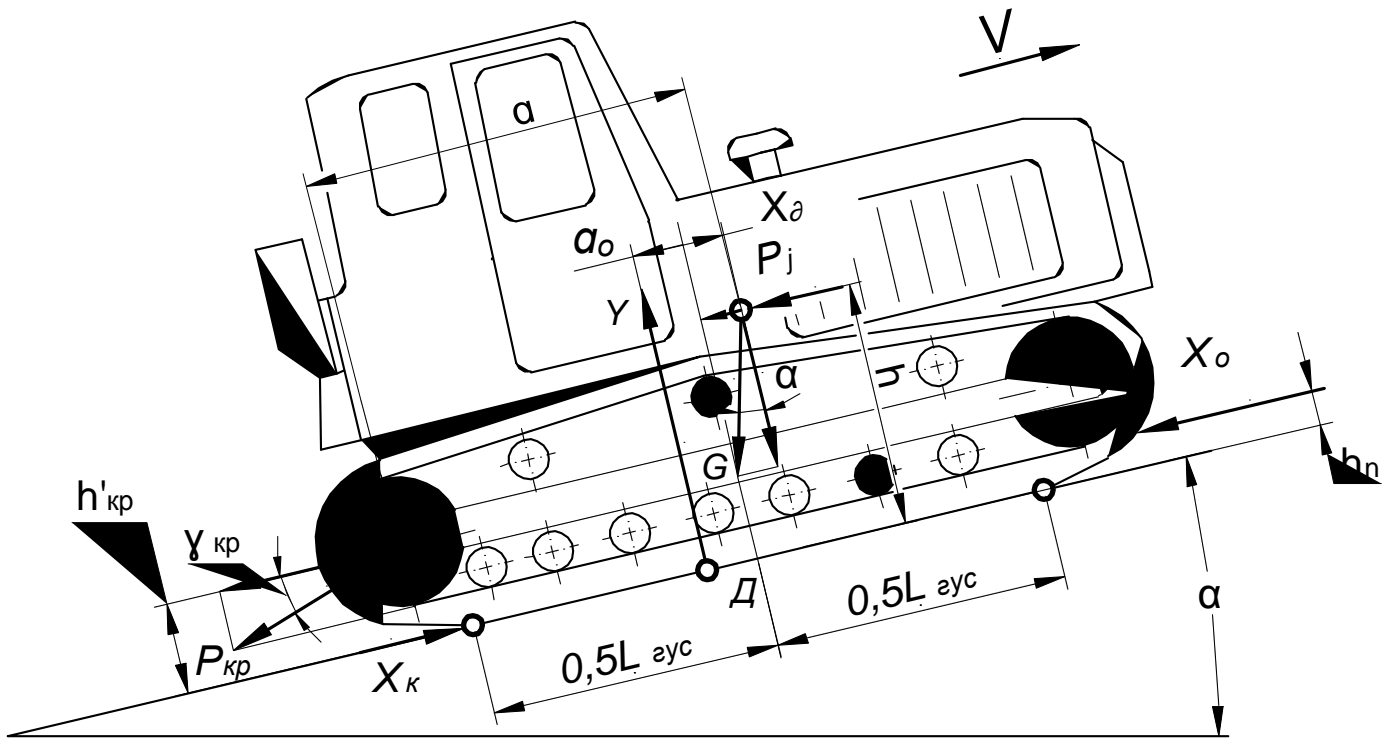
2) сила інерції  $P_j$  мас трактора, що рухаються поступально;

3) тяговий опір на гаку  $P_{гак}$ , сила  $P_{гак}$  перенесена в умовну точку причепа і має на дві складові: паралельну поверхні шляху  $P_{гак} \cos \gamma_{гак} \approx P_{гак}$  і перпендикулярну цій поверхні  $P_{гак} \sin \gamma_{гак}$ ;

4) реакції ґрунту, паралельні поверхні шляху: штовхальна сила  $X_k$  і складова лобового опору  $X_n$ ;

5) реакція  $Y$ , нормальна до поверхні шляху; вона є результуючою всіх нормальних реакцій ґрунту, що діють на окремі ланки гусениць, включаючи нормальну складову лобового опору.

Точки прикладення зазначених сил і реакцій та їх спрямованість показано на схемі. Моментами дотичних сил інерції деталей трансмісії і двигуна, що обертаються, розміщених на поперечних валах, а також рухомих ланок гусеничних ланцюгів нехтуємо. Опір повітря не враховуємо. Для спрощення креслення прийнято, що опорною поверхнею гусениць є площина, в якій розміщена штовхаюча сила  $X_k$ .



**Рис. 3.3. Схема сил і реакцій, що діють у повздовжній площині на гусеничний трактор у загальному випадку руху**

Назвемо точку прикладення результуючої нормальної реакції ґрунту  $Y$  центром тиску трактора і позначимо її літерою  $D$ . У загальному випадку центр тиску не збігається з серединою опорної довжини гусениць. Поздовжню відстань від вказаної середини до центру тиску назвемо зміщенням центру тиску  $a_0$ .

Щоб визначити величину  $x_D$  зміщення центру тиску, напишемо рівняння моментів діючих на трактор зовнішніх сил і реакцій щодо центру тиску  $D$ :

$$G \cos(x_D - a_0) - (G \sin \alpha + P_j)h - P_{\text{зак}} h'_{\text{зак}} - X_n h_n - P_{\text{зак}} \sin \gamma_{\text{зак}} (a - a_0 - x_D) = 0, \quad (3.19)$$

де  $a$  – поздовжня координата центру ваги трактора, відносно геометричної осі ведучих коліс гусениць;

$a_0$  – поздовжній винос центру ваги трактора відносно середини опорної довжини гусениць;  $a_0$  має позитивне значення, якщо

центр ваги винесений вперед, і негативне значення, якщо він винесений назад;

$h$  і  $h'_{\text{зак}}$  – відповідно вертикальні координати центру тяжіння трактора і умовної точки причепа;

$h_n$  – плече складової лобового опору  $X_n$ .

З наведеного рівняння бачимо, що в розглянутому, загальному випадку прямолінійного руху центр тиску трактора зміщується відносно середини опорної довжини гусениць на величину:

$$x_D = \frac{(G \sin \alpha + P_j)h + P_{\text{зак}}(h'_{\text{зак}} + a \sin \gamma_{\text{зак}})}{G \cos \alpha + P_{\text{зак}} \sin \gamma_{\text{зак}}} - a_0. \quad (3.20)$$

Зважаючи на незначну величину плеча  $h_n$ , за визначення величини  $x_D$ , ми знехтували членом  $X_n h_n$ .

Перетворюючи дане рівняння для окремого випадку роботи на горизонтальній ділянці з рівномірною швидкістю, отримуємо:

$$x_D = \frac{P_{\text{зак}}(h'_{\text{зак}} + a \sin \gamma_{\text{зак}})}{G + P_{\text{зак}} \sin \gamma_{\text{зак}}} - a_0. \quad (3.21)$$

Значне зміщення центру тиску є небажаним: воно погіршує зчеплення гусениць з ґрунтом і збільшує опір коченню. Щоб зменшити величину зсуву центру тиску під час роботи трактора з навантаженням на гаку і за руху на підйом, центр ваги трактора зазвичай переміщується дещо ближче до середини опорних поверхонь гусениць. Найбільш часто трапляється значення  $a_0 = (0,05-0,08)L_{\text{гус}}$ .

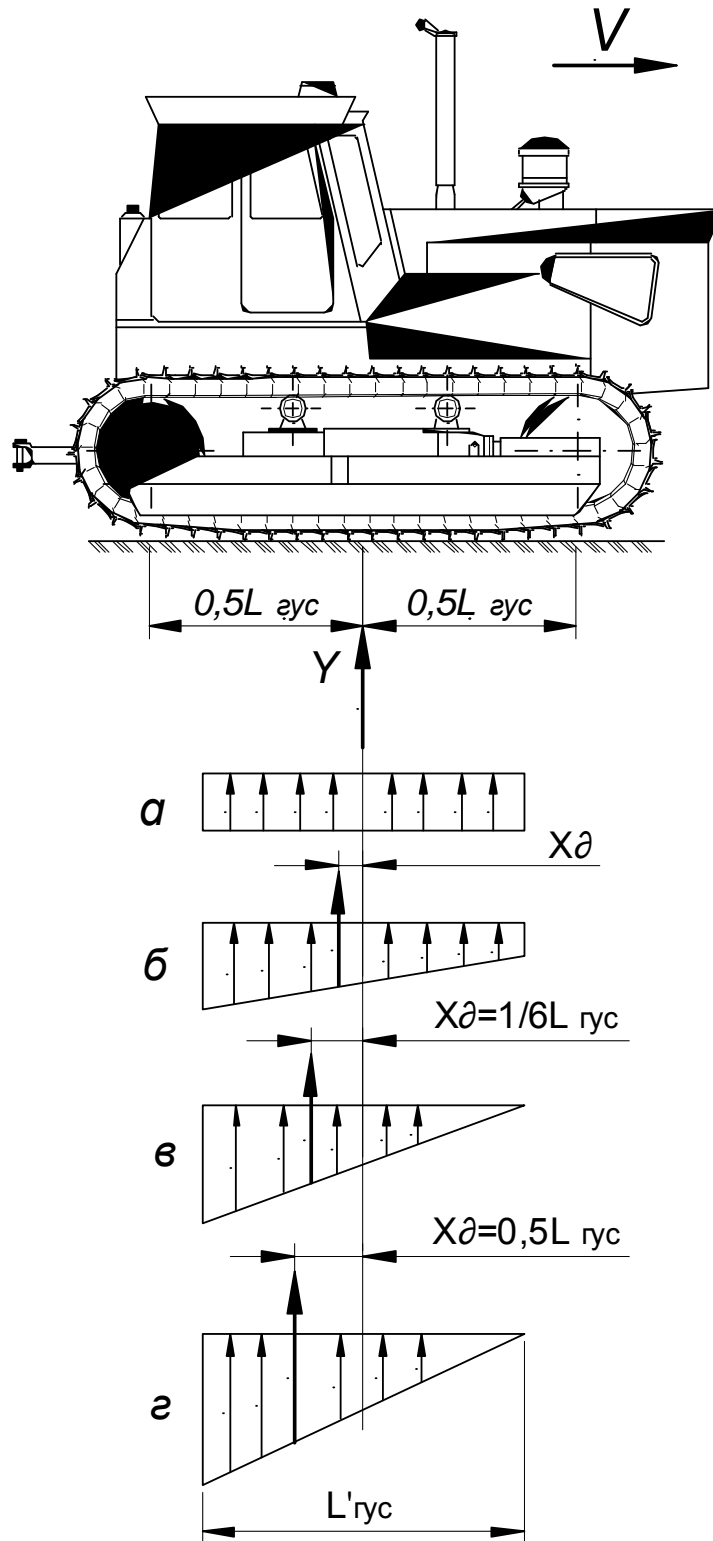
#### **4. Розподіл нормальних реакцій ґрунту по довжині опорної поверхні гусениць**

Положення центру тиску визначає точку прикладення результуючої нормальних реакцій ґрунту. Що стосується розподілу їх по довжині опорної поверхні гусениць, то воно, крім положення центру ти-



ску, залежить ще значною мірою від ґрунтових умов і конструкції гусеничного рушія (зокрема, від кількості і розташування опорних катків).

Експериментально встановлено, що гусениці передають тиск на ґрунт окремими активно-опорними ділянками, що групуються навколо кожного опорного катка. У тих випадках, коли катки розташовані настільки часто, що майже кожна ланка гусениці, що лежить на землі, перебуває під їх безпосереднім впливом, активною опорною поверхнею є вся опорна поверхня гусениці. За наявними експериментальними даними, це досягається в тому разі, якщо відношення кроку катків, тобто відстані  $t_k$  між осями суміжних катків до кроку ланки гусениці  $l_{лан}$ , знаходиться в межах  $t_k / l_{лан} < (1,5...1,7)$ . Такі співвідношення зазвичай витримуються у тракторів сільськогосподарського типу з напівжорсткою системою підвіски корпусу і з великим кроком ланки. У теорії трактора це допускається, еюра нормальних тисків подана на рис. 3.5. Схема сил і реакцій, що діють у повздовжній площині на гусеничний трактор, в загальному випадку руху має в лінійний характер. Таке припущення є наближеним, тому що в дійсності максимальні тиски концентруються в зоні, розташованій навколо центру тиску, і величина їх зменшується у міру наближення до країв опорної поверхні.



**Рис. 3.5. Наближені епюри нормального тиску в гусеничних тракторах  $t_k / l_{\text{лан}} < (1,5 \dots 1,7)$**

У зазначеному допущенні епюри можуть набувати, залежно від положення центру тиску трактора, форми, що показані на рис. 3.5 і позначені там відповідними літерами:

а) прямокутну; така епюра характеризує рівномірний розподіл нормальних реакцій ґрунту по всій довжині опорної поверхні гусениць;

б) трапецієподібну; при такій епюрі нормальні реакції ґрунту розподіляються по довжині опорної поверхні гусениць нерівномірно;

в) трикутну з вершиною в зовнішній кромці опорної поверхні гусениць; це крайня форма нерівномірної епюри, за якої в передачі тиску на ґрунт бере участь вся опорна поверхня гусениць;

г) трикутну з вершиною, розташованою між зовнішніми краями опорної поверхні гусениць. При такій епюрі в передачі тиску на ґрунт бере участь лише частина опорної поверхні гусениць.

Очевидно, що результуюча нормальна реакція ґрунту повинна проходити через центр ваги фігури, яку утворює епюра. Тому якщо відома епюра, можна визначити положення центру тиску трактора, і, навпаки, за положенням центру тиску можна робити висновки про епюру.

При прямокутній епюрі центр тиску енергетичного засобу розміщується посередині опорної поверхні гусениць, тобто величина зміщення центру тиску трактора в цьому разі дорівнює нулю.

Трапецієподібній епюрі відповідає зміщене положення центру тиску, причому величина зсуву залежно від ступеня нахилу епюри може мати різні значення, аж до максимального значення  $x_D = \frac{L_{гус}}{6}$ .

Епюра перетворюється з трапеції на трикутник, коли зміщення центру тиску досягне вказаної максимальної величини. Дійсно, центр ваги трикутника розташований на відстані  $1/3$  висоти від основи, тобто на відстані:

$$x_D = \frac{L_{гус}}{2} - \frac{L_{гус}}{3} = \frac{L_{гус}}{6}. \quad (3.28)$$

Назвемо відношення  $\frac{x_D}{L_{гус}}$  коефіцієнтом зміщення центру тиску

гусеничного трактора і позначимо його б  $\nu_D$ . Значення  $\nu_D = 1/6$  можна вважати гранично допустимою величиною коефіцієнта зміщення центру тиску, тому що за перевищення цієї величини частина опорної поверхні гусениць перестає брати участь у передачі тиску на ґрунт.

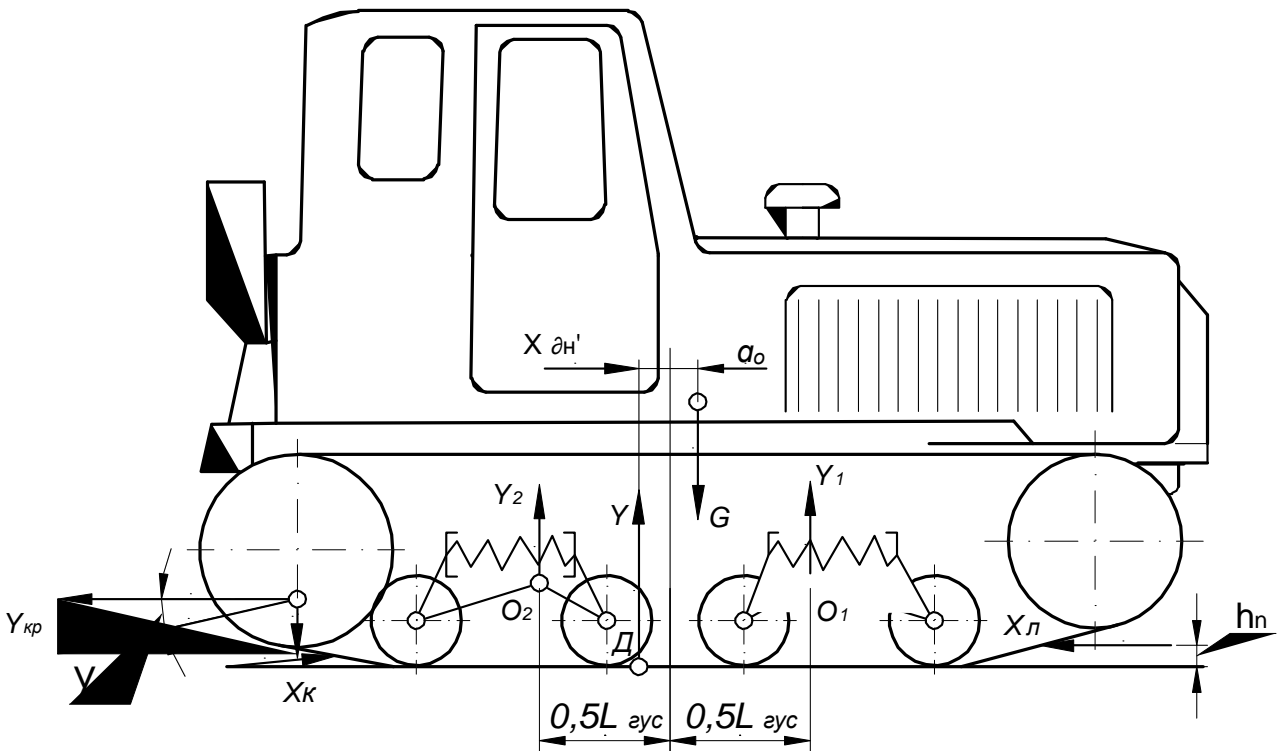
### **5. Розподіл нормальних реакцій ґрунту по довжині опорної поверхні гусениць з балансірною підвіскою**

Найбільш несприятливі значення відношення  $\frac{t_k}{l_{лан}}$  виходять у

гусеничних рушіїв з пружною балансірною підвіскою. Тому в рушіїв такого типу наближеною характеристикою розподілу нормальних тисків можуть бути значення нормальних реакцій ґрунту на опорні катки.

Визначимо їх величину у тракторів з двоопорною балансірною підвіскою. Розглянемо випадок сталого руху на горизонтальній ділянці з силою тяги на гаку. Схема зовнішніх сил і реакцій, що діють у цьому разі на енергетичний засіб, наведено на рис. 3.6.

Позначимо сумарну нормальну реакцію ґрунту на опорні катки задніх балансірних кареток через  $Y_2$ , а на опорні катки передніх балансірних кареток - через  $Y_1$ . Перша з них проходить через вісь  $O_2$ , на якій гойдаються задні каретки, а друга - через вісь  $O_1$  гойдання передніх кареток. Рівнодіюча реакцій  $Y_2$  і  $Y_1$ , знаходиться в центрі тиску трактора  $D$ , положення якого визначається за раніше наведеною формулою (3.21).



**Рис. 3.6. Схема зовнішніх сил і реакцій, що діють на трактор з двоопорною балансірною підвіскою за рівномірного руху з силою тяги на кріюку**

Нехтуючи складовою сили тяги на гаку  $P_{\text{гак}} \sin \gamma_{\text{гак}}$ , можна вважати, що сума реакцій  $Y_2$  і  $Y_1$  дорівнює вазі трактора  $G$ . З огляду на те, що сума моментів реакцій  $Y_2$  і  $Y_1$  щодо центру тиску трактора повинна дорівнювати нулю, складемо два рівняння рівноваги:

$$Y_2 + Y_1 = G, \quad (3.30)$$

$$Y_1 \left( \frac{L_k}{2} + x_D \right) - Y_2 \left( \frac{L_k}{2} - x_D \right) = 0, \quad (3.31)$$

де  $L_k$  – повздовжня база балансірних кареток.

Звідси:

$$Y_1 = G \left( \frac{\frac{L_k}{2} - x_D}{L_k} \right); \quad (3.32)$$

$$Y_2 = G \left( \frac{\frac{L_k}{2} - x_D}{L_k} \right). \quad (3.33)$$

За складання наведених рівнянь з ваги трактора була виділена вага ділянок гусениць, що лежать на землі і не впливають на величину реакцій  $Y_2$  і  $Y_1$ . Крім того, зважаючи на малість, не було враховано момент  $X_n h_n$ , утворений горизонтальною складовою лобового опору  $X_n$ .

З формули (3.32) видно, що чим більша величина зміщення центру тиску, тим нерівномірніше розподіляються вагові навантаження між передніми і задніми опорними каретками. За  $x_D = 0,5 \cdot L_{\text{лан}}$ , відповідні каретки – передні або задні, залежно до напрямку зміщення центру тиску, розвантажуються повністю і всі вагові навантаження передаються лише через одну пару кареток.

Розподіл вагових навантажень, що діють на енергетичний засіб, між окремими каретками можна характеризувати коефіцієнтами навантаження кареток:

$$\lambda_1 = Y_1/Y, \quad \lambda_2 = Y_2/Y. \quad (3.33)$$

де  $\lambda_1$  та  $\lambda_2$  – відповідно коефіцієнти навантаження передніх і задніх кареток;

$Y$  – результуюча нормальна реакція ґрунту, що діє на трактор:

$$Y = Y_1 + Y_2. \quad (3.34)$$

Коефіцієнти  $\lambda_1$  та  $\lambda_2$  можуть коливатися в межах від мінімального значення, рівного нулю, коли відповідні каретки повністю розвантажені, до максимального значення, рівного одиниці, коли на дані каретки повністю передаються всі вагові навантаження, що діють на трактор.

Реакції  $Y_1$  та  $Y_2$  можна розкласти по окремих катках, склавши для цього рівняння рівноваги щодо осей гойдання кареток.

**Модуль 2.****Загальна динаміка колісних та гусеничних енергетичних засобів****Лекція № 6****Тема: Поворот мобільних енергетичних засобів**

**Час:** 2 години.

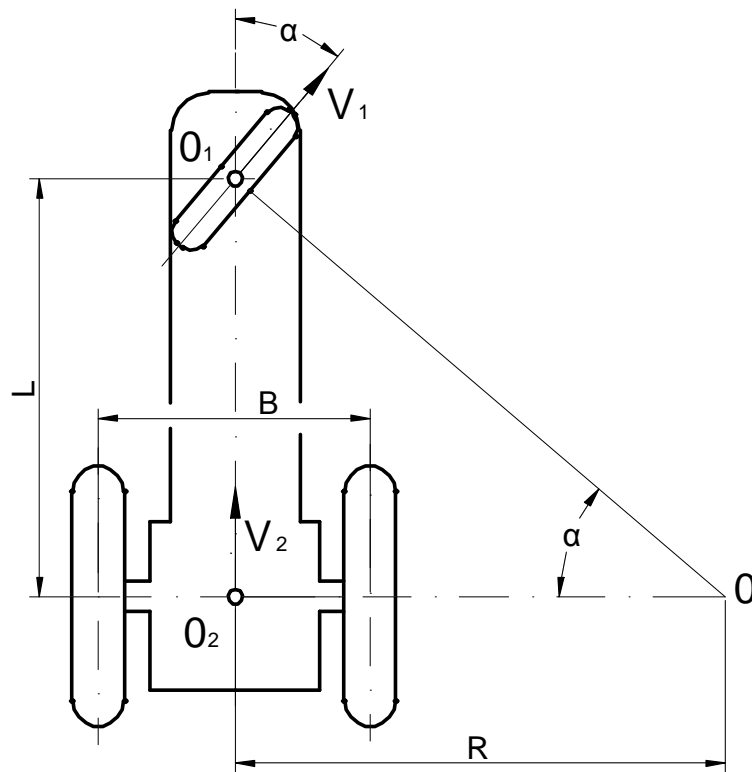
**Питання лекції.**

24. Кінематика повороту колісного енергетичного засобу.
25. Динаміка повороту колісного енергетичного засобу.
26. Кінематика та динаміка повороту гусеничного енергетичного засобу.

**1. Кінематика повороту колісного енергетичного засобу.**

Поворот енергетичних засобів може здійснюватися такими способами: а) зміною напрямку руху керованих коліс; б) створенням різниці крутних моментів на ведучих колесах; в) комбінуванням обох названих способів; г) зміщенням напіврам.





**Рис. 6.1. Кінематика повороту триколісного трактора**

Розглянемо найпростіший випадок повороту трактора з одним переднім керованим колесом (рис. 6.1). Приймемо, що поворот здійснюється з постійним радіусом при сталій швидкості руху. За цих умов рух трактора на повороті можна розглядати як обертання навколо постійної осі. Щоб знайти її положення, достатньо визначити, де перетинаються площини, нормальні до векторів швидкостей будь-яких двох точок остова трактора, наприклад, точки  $O_1$  середини передньої осі та точки  $O_2$  середини заднього моста. Оскільки швидкості  $V_1$  і  $V_2$  вказаних точок перпендикулярні відповідним осям, то площина, нормальна до вектора швидкості точки  $O_1$ , проходить через геометричну вісь переднього колеса, а площина, нормальна до вектора швидкості  $O_2$ , проходить через геометричну вісь задніх коліс. Точка  $O$ , в якій ці осі перетинаються, визначає положення проекції невідомої осі обертання на поверхню шляху. Точку  $O$  називають центром повороту.

Відстань  $OO_2$  від центру повороту до середини заднього моста домовимося називати радіусом повороту і будемо позначати його літерою  $R$ :

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha, \quad (6.1)$$

де  $L$  – повздовжня база трактора;

$\alpha$  – кут відхилення переднього колеса від положення його при прямолінійного руху.

Надалі називатимемо це нейтральним положенням колеса.

Для можливості порівняння різних випадків повороту і зручності узагальнення отриманих результатів радіус повороту визначають також у відносній формі, беручи за одиницю виміру ширину колії  $B$ . Це називають відносним радіусом повороту та визначають за формулою:

$$\rho = \frac{R}{B}. \quad (6.2)$$

Якщо відоме положення центру повороту, то можна без ускладнення визначити радіус траєкторії будь-якої точки машини. Для оцінки маневреності машини та визначення мінімальних розмірів вільної площі, необхідної для її повороту, потрібно знати, чому дорівнює радіус дуги, яку описує найбільш віддалена від центру повороту точка машини за мінімального значення радіуса повороту  $R = R_{min}$ . Радіус цієї дуги називаються радіусом горизонтальної прохідності.

Мінімальний радіус повороту  $R_{min}$  залежить від величини поздовжньої бази машини і можливого максимального значення  $\alpha_{max}$  кута відхилення колеса від нейтрального положення. Зазвичай значення кута  $\alpha_{max}$  беруться в межах 35-45°.

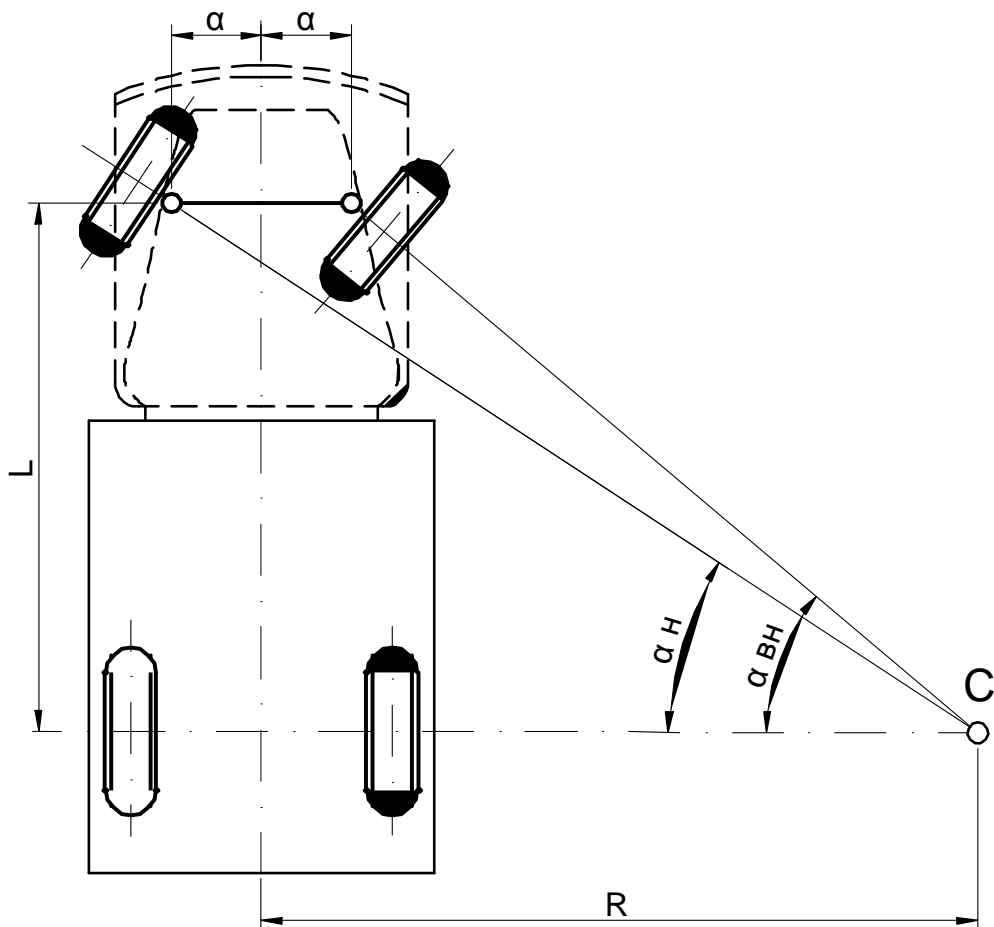
На рис. 6.3 показано поворот автомобіля, що має два керованих колеса. Для того, щоб усі колеса оберталися навколо спільного центру  $O$  і, таким чином, рухалися без бічного ковзання, необхідно відхилити керовані колеса від нейтрального положення на різні кути. Спів-

відношення між цими кутами визначаються з умови, що центр обертання автомобіля  $O$  є точкою перетину перпендикулярів до векторів швидкостей усіх коліс; тому що за відсутності бокового ковзання і бічних деформацій шин вектори швидкості перпендикулярні осям коліс, центр обертання повинен лежати на перетині осей усіх коліс. Цій вимозі відповідають такі значення кутів:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = \frac{R - a}{L}; \quad \operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} = \frac{R + a}{L}, \quad (6.7)$$

де  $\alpha_{\text{вн}}$  і  $\alpha_{\text{н}}$  – відхилення внутрішнього і зовнішнього коліс від нейтрального положення;

$2a$  – відстань між осями шкворнів поворотних цапф керованих коліс.



**Рис. 6.3. Кінематика повороту автомобіля з двома передніми керованими колесами**

Звідси бачимо, що різниця котангенса кутів відхилення зовнішнього та внутрішнього керованих коліс від нейтрального стану повинна мати постійне значення, незалежно від радіуса повороту:

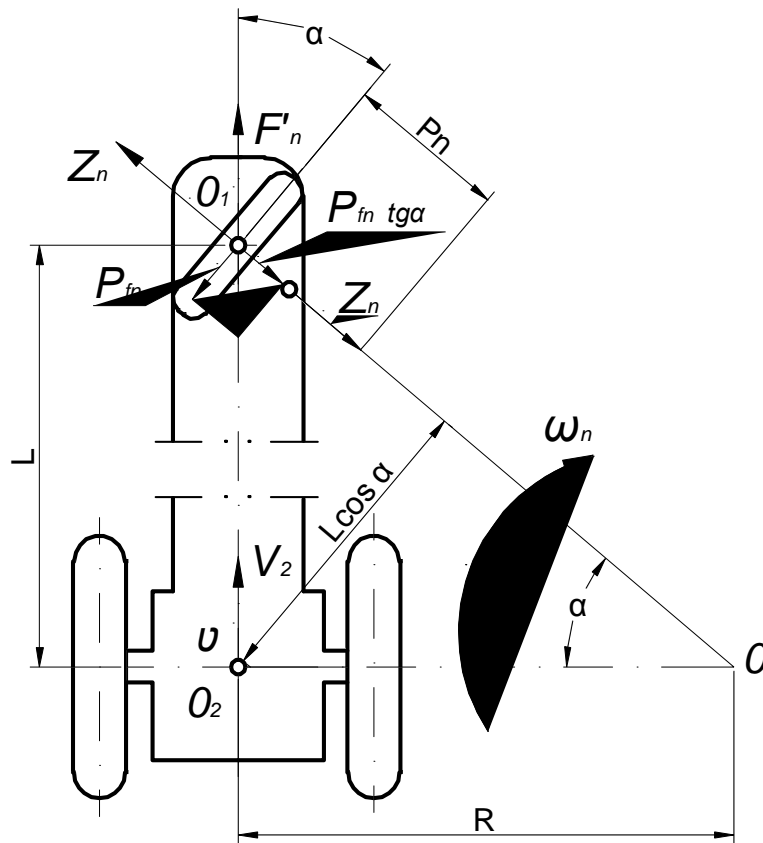
$$\operatorname{ctg}\alpha_n - \operatorname{ctg}\alpha_{вн} = \frac{2a}{L}. \quad (6.8)$$

Дотримання необхідної залежності між кутами  $\alpha_n$  і  $\alpha_{вн}$  досягається найчастіше шляхом застосування для повороту цапф керованих коліс спеціального чотириланкового механізму, що називається рульовою трапецією. За належного підбору параметрів рульової трапеції можна отримувати співвідношення між кутами  $\alpha_n$  і  $\alpha_{вн}$  досить близькі до теоретичних.

На необхідні співвідношення між кутами  $\alpha_n$  і  $\alpha_{вн}$  впливає ширина колії. У тракторів з регульованою шириною колії ці відношення витримуються з достатньою точністю лише при якійсь одній розстановці коліс, відповідно до якої були підібрані параметри рульової трапеції. За зміни ширини колії необхідні співвідношення між зазначеними кутами порушуються.

## 2. Динаміка повороту колісного енергетичного засобу

Назвемо результуючу бічних реакцій дороги, що діють на керовані колеса за установки їх під кутом до нейтрального положення, обертаючою силою і позначимо її через  $P_n$ . Для визначення величини цієї сили розглянемо умови рівноваги передньої осі з керованим колесом за сталого повороту (рис. 6.2).



**Рис. 6.2. Схема сил, що діють на кероване колесо під час повороту**

Відкинемо раму трактора і замінимо його дію на передню вісь такими силами: штовхаючою силою  $F'_n$ , що діє у напрямку поздовжньої осі трактора, і силою опору повороту  $Z_n$ , що діє по радіусу  $OO_1$  в напрямку від центру повороту  $O$ .

Штовхаюча сила  $F'_n$  це та сила, яку потрібно прикласти до передньої осі, щоб підтримувати рівномірний рух керованого колеса. Вона врівноважується опором коченню  $P_{fn}$  керованого колеса, що діє проти напрямку його руху, і боковою реакцією ґрунту  $P_{fn}tg\alpha$ , спрямованою перпендикулярно руху колеса і перешкоджає його бічному ковзанню.

Щоб визначити величину сили  $Z_n$ , розкладемо обертання остова трактора навколо центру повороту  $O$  на два рухи: переносний, поступальний рух точки  $O_2$  середини заднього моста зі швидкістю  $v$  у напрямку поздовжньої осі трактора і обертний рух остова навколо точки  $O_2$  з кутовою швидкістю, яку визначають за формулою:

$$\omega_n = \frac{v}{R}. \quad (6.3)$$

Переносний поступальний рух відбувається, як правило, під дією дотичної сили тяги ведучих коліс. Обертанню остова навколо точки  $O_2$  перешкоджають різні сили, що виникають під час повороту: сили тертя і інші реакції дороги на ведучі колеса, бічна складова тягового опору на гаку, відцентрова сила тощо. Всі ці сили утворюють у сукупності результуючий момент опору повороту  $M_{pez}$ , який може бути показаний у вигляді добутку сили  $Z_n$  на її плече  $L \cos \alpha$  відносно точки  $O_2$ . Таким чином значення сили  $Z_n$  визначають за формулою:

$$Z_n = \frac{M_{pez}}{L \cos \alpha}. \quad (6.4)$$

Сила  $Z_n$  урівноважується бічними реакціями дороги на кероване колесо. Крім цього, на колесо діє ще бокова реакція  $P_{fntg\alpha}$ . Звідси виходить, що результуюча бокова реакція, яка утворює повертаючу силу  $P_n$ , виражається таким рівнянням:

$$P_n = \frac{M_{pez}}{L \cos \alpha} + P_{fntg\alpha}. \quad (6.5)$$

Щоб керовані колеса рухалися при повороті без бічного ковзання, сила зчеплення їх з дорогою в поперечному напрямку  $Z_\varphi$  повинна бути більша обертальної сили  $P_n$ . В іншому разі нормальна кінематика повороту через бічне ковзання коліс порушиться і фактичний радіус повороту буде більшим від необхідного.

Умова збереження керованості виражається нерівністю:

$$Z_\varphi > P_n. \quad (6.6)$$

Зчеплення шини з дорогою в поперечному напрямку визначається тертям шини об поверхню шляху, дотиканням виступів протектора з дорогою і упором шини в бічні стінки колії. Таким чином, величина сили  $Z_\varphi$  залежить від нормального навантаження, діючого на колесо і притискаючої її до опорної поверхні, від конструкції шини та від дорожніх умов.

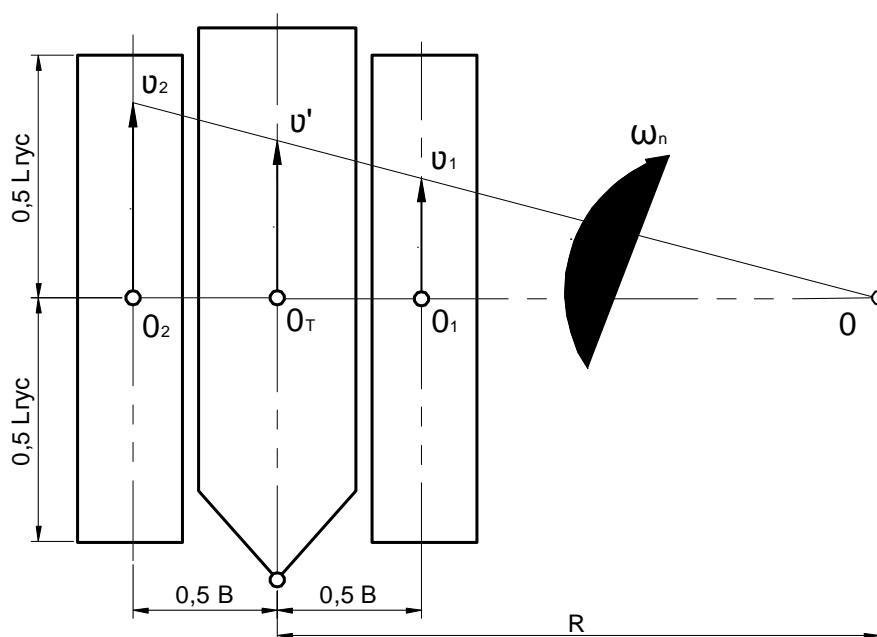
На сухій твердій поверхні умова збереження керованості, виражена рівнянням (6.6), забезпечується з достатньою надійністю. На слизьких дорогах і на пухких ґрунтах ця умова часто не витримується. Керованість тракторів погіршується також під час роботи з великими силами тяги на гаку та з навісними машинами через вагове розвантаження передніх коліс і зменшення у зв'язку з цим сили зчеплення  $Z_\varphi$ . У триколісних тракторів керованість погіршується ще й через те, що бічна сила зчеплення з ґрунтом  $Z_\varphi$ , одного колеса – одинарного або здвоєного – за інших рівних умов, менша відповідної сумарної сили зчеплення двох широко розміщених коліс. У автомобілів погіршення керованості спостерігається у гальмуванні керованих коліс, тому що навантаження коліс поздовжніми силами знижує, як це буде докладно розібрано нижче, їх зчеплення з дорогою в поперечному напрямку. Різде гальмування може призвести до повної втрати керованості.

Щоб поворот можна було здійснити і в разі, коли умова збереження керованості, виражена рівнянням (6.6), не витримується, на тракторах майже завжди передбачається можливість комбінування звичайного рульового керування з регулюванням моментів на ведучих колесах.

### **3. Кінематика та динаміка повороту гусеничного енергетичного засобу**

Сталий рух гусеничного трактора на повороті можна розглядати як обертання його з постійним радіусом навколо якоїсь осі. У простому випадку, коли трактор, що робить поворот рухається на горизонтальній ділянці без причепа з постійною невеликою швидкістю, тоб-

то практично за відсутності інерційних сил, і має рівномірну епюру тисків на ґрунт, вісь повороту розташована в поперечній площині, що проходить через середини опорних поверхонь гусениць (рис. 6.4). Точку  $O$  – проекцію осі повороту на поверхню шляху – домовимося називати центром повороту трактора, а відстань  $R$  від центру повороту до повздовжньої осі симетрії трактора – радіусом повороту. Ведучі колеса правої і лівої гусениць обертаються на повороті з різними кутовими швидкостями. У зовнішньої по відношенню до центру повороту гусениці ведуче колесо обертається швидше, ніж у гусениці, розташованій ближче до центру повороту. Зовнішня гусениця та її ведуче колесо називаються забігаючими, а внутрішня гусениця з її ведучим колесом – відстаючими.



**Рис. 6.4.** План швидкостей гусеничного трактора на повороті

Обертання трактора навколо центру повороту відбувається з кутовою швидкістю  $\omega_n$ , величина якої, згідно з планом швидкостей, наведеному на рис. 6.4, виражається відношенням:

$$\omega_n = \frac{v'}{R}, \quad (6.9)$$



де  $v'$  – поступальна швидкість точки  $O_m$  перетину поздовжньої осі трактора з радіусом повороту.

Рух гусениць на повороті можна розкласти на два рухи: обертання навколо полюсів  $O_2$  і  $O_1$  з кутовою швидкістю  $\omega_n$  і прямолінійного-поступального руху зі швидкостями  $v_2$  і  $v_1$ , тут, як і всюди далі, індекс 2 відноситься до забігаючої гусениці, а індекс 1 – до відстаючої. За відсутності буксування і ковзання гусениць полюси обертання  $O_2$  і  $O_1$  лежать посередині ширини ланок. Швидкості поступального руху гусениць виражаються рівняннями:

$$\begin{cases} v_2 = \omega_n(R + 0,5 \cdot B) = v' \frac{R + 0,5B}{R}, \\ v_1 = \omega_n(R - 0,5B) = v' \frac{R - 0,5B}{R}, \end{cases} \quad (6.10)$$

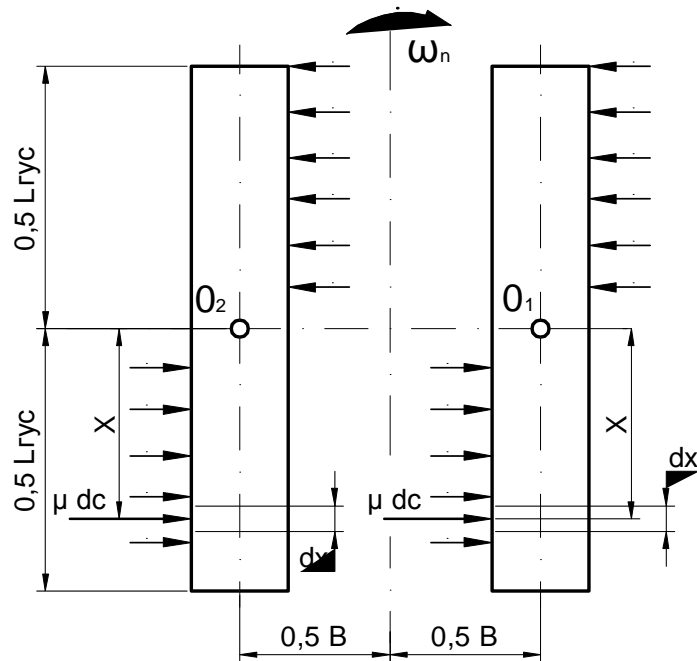
де  $B$  – колія трактора.

За обертання гусениць навколо полюсів  $O_2$  і  $O_1$  між гусеницями і дорогою виникають сили тертя та інші бічні реакції, що перешкоджають повороту. Створюваний ними момент опору повороту  $M_p$  може бути при зазначених умовах руху визначений таким чином, як показано на рис. 6.5. Виділимо на обох гусеницях елементарні ділянки з нескінченно малою довжиною  $dx$ , розташовані на відстані  $x$  від лінії  $O_2O_1$ , що проходить через полюси обертання гусениць. Елементарне нормальне навантаження  $dG$ , що передається кожною з цих ділянок на опорну поверхню, визначається виразом:

$$dG = \frac{0,5G}{L_{гус}} dx, \quad (6.11)$$

де  $0,5G$  – вага, що доводиться на кожну гусеницю;

$L_{гус}$  – довжина опорної поверхні гусениць.



**Рис. 6.5. Схема до визначення величини моменту опору повороту  $M_p$**

Передбачається, що вага трактора передається на обидві гусениці порівну.

Елементарна сила, з якою кожна з виділених ділянок гусениць чинить опір повороту, може бути показана у вигляді:

$$dF = \mu dG, \quad (6.12)$$

де  $\mu$  – наведений коефіцієнт опору повороту, який враховує всі бічні реакції дороги, що діють на гусениці, при повороті.

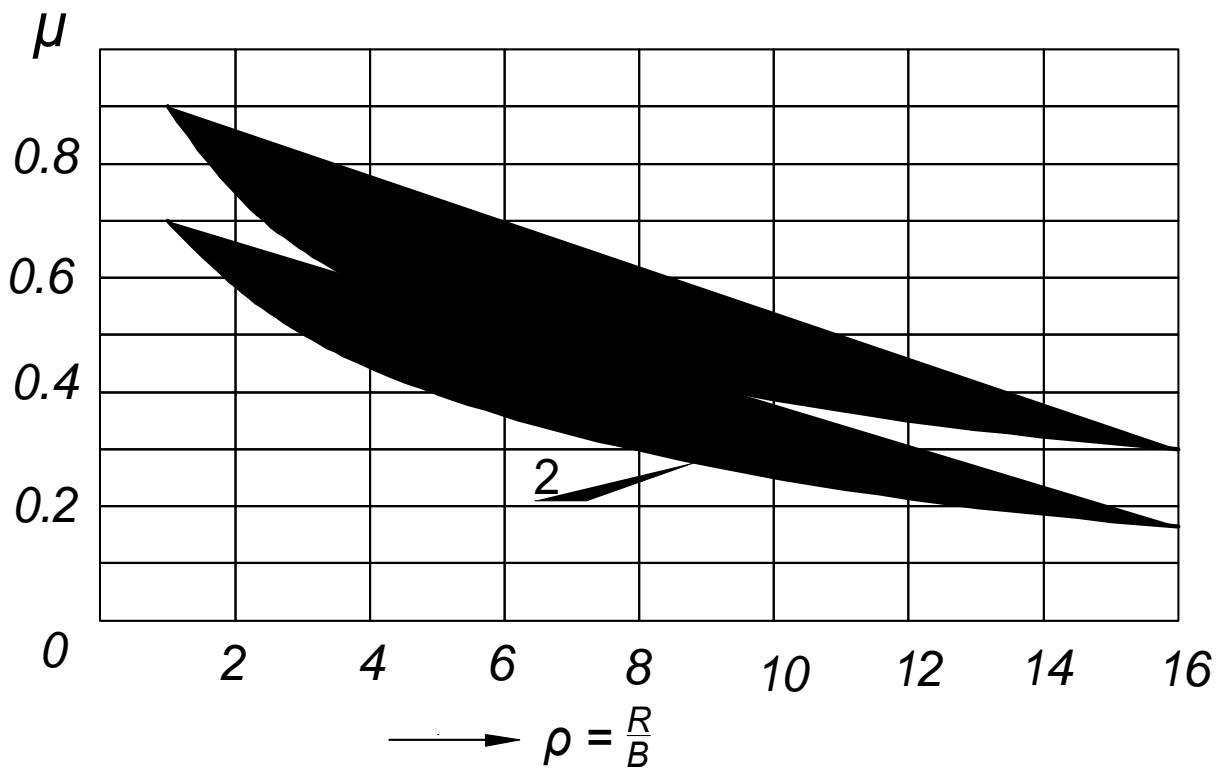
Він приймається однаковим по всій довжині опорної поверхні гусениць. Тому що кожна така елементарна сила створює елементарний момент опору повороту з плечем  $x$ , то сумарний момент опору повороту  $M_p$  виражається таким інтегралом:

$$M_p = 4 \int_0^{0,5L_{гус}} \mu \frac{0,5 \cdot G}{L_{гус}} x dx = \frac{\mu G L_{гус}}{4}. \quad (6.13)$$

Таким чином, момент опору повороту трактора тим більший, чим важчий трактор, чим довші його гусениці і чим більший наведений коефіцієнт опору повороту. Виходячи формулу (6.13), ми знехтували впливом, що створює на опір повороту ширина гусениць.

Величина коефіцієнта опору повороту  $\mu$  залежить від механічних властивостей ґрунту, конструкції гусениць і глибини їх занурення в ґрунт. Вона змінюється в широких межах залежно від умов повороту. Великий вплив на величину коефіцієнта  $\mu$  створює радіус повороту – чим крутіший поворот, тим більший коефіцієнт  $\mu$  і навпаки.

На рис. 6.6 наведені експериментальні криві, що характеризують залежність коефіцієнта  $\mu$  від величини відносного радіуса повороту  $\rho = R/B$ ; верхнього криву 1 отриманим при дослідях на сухому дернистому ґрунті, нижню криву 2 – на сухій ґрунтовій дорозі. Як видно з цих кривих, за збільшення відносного радіуса повороту від мінімального значення до значення  $\rho = 16$  коефіцієнт  $\mu$  зменшився в 3 – 4 рази.



**Рис. 6.6. Залежність коефіцієнта опору повороту  $\mu$  від відносного радіуса повороту**

**Модуль 3.****Тягова динаміка та паливна економічність****Лекція № 7****Тема: Баланс потужності**

**Час:** 2 години.

**Питання лекції.**

27. Баланс потужності трактора.
28. Тягова характеристика трактора із безступеневою коробкою передач.
29. Тягова характеристика трактора із ступеневою коробкою передач..

**1. Баланс потужності трактора.**

Загальне рівняння балансу потужності трактора показує, яким чином витрачається під час роботи потужність, що розвивається тракторним двигуном. Оскільки потужність двигуна повинна дорівнювати сумі потужностей, які витрачаються на подолання різних опорів, що виникають під час руху, то в загальному випадку рівняння балансу потужності буде:

$$N_e = N_{mp} + N_\delta + N_f \pm N_i \pm N_j + N_{гак} + N_{np} + N_{ввп}, \quad (4.1)$$

де  $N_{mp}$  – потужність, що витрачається на механічні втрати у вузлах трансмісії трактора;

$N_\delta$  – потужність, що витрачається на буксування ведучих органів;

$N_f$  – потужність, що витрачається на перекочування трактора;

$N_i$  – потужність, що витрачається на подолання підйомів;

$N_j$  – потужність, що витрачається на зміну швидкості руху тракторного агрегату;

$N_{зак}$  – потужність, що витрачається на тягу робочих машин або транспортних візків;

$N_{пр}$  – потужність, що витрачається на механічні втрати в приводі валу відбору потужності;

$N_{ввп}$  – потужність, що витрачається на обертання механізмів, приєднаних до валу відбору потужності.

Показники потужності  $N_i$  і  $N_j$  можуть мати різні знаки, залежно від того, чи рухається трактор на підйом або спускається вниз; відбувається його розгін або навпаки зниження швидкості руху. За підйому або розгону відповідні потужності беруться зі знаком плюс, за спуску або уповільненні руху – зі знаком мінус. При сталому русі на горизонтальній дорозі потужності  $N_i$  і  $N_j$  дорівнюють нулю.

Загальний коефіцієнт корисної дії визначається за формулою:

$$\eta = \frac{N_{зак} + N_{ВВП}}{N_e} \quad (4.2)$$

Тяговий коефіцієнт корисної дії трактора визначається за виразом:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{зак}}{N_e - (N_{ПВ} + N_{ВВП})} = \frac{N_{зак}}{N_e - \frac{N_{ВВП}}{\eta_{ПВ}}}, \quad (4.3)$$

де  $\eta_{ПВ} = \frac{N_{ВВП}}{N_{ПВ} + N_{ВВП}}$  – ККД, що враховує втрати в приводі валу відбору потужності.

Під час роботи трактора без використання валу відбору потужності загальний ККД трактора дорівнює його тяговому ККД.

За стаціонарної роботи, коли потужність двигуна реалізується лише через вал відбору потужності або привідний шків, загальний ККД трактора буде:

$$\eta = \frac{N_{BВП}}{N_e} = \frac{N_{BВП}}{N_{ПВ} + N_{BВП}} = \eta_{ПВ} \quad (4.4)$$

Тяговий ККД трактора можна подати у вигляді добутку трьох коефіцієнтів, що враховують втрати, які виникають під час роботи. У колісних тракторів:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \eta_{\delta} \eta_f, \quad (4.5)$$

де  $\eta_{тр}$  – враховує механічні втрати в трансмісії;

$\eta_{\delta}$  – втрати на буксування ведучих коліс;

$\eta_f$  – втрати на перекочування трактора.

ККД  $\eta_f$ , що враховує втрати на перекочування трактора:

$$\eta_f = \frac{P_{зак}}{P_{зак} + P_f} = \frac{P_{зак}}{P_k}. \quad (4.6)$$

Тяговий ККД гусеничного трактора можна подати в такому вигляді:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \eta_{гус} = \eta_{тр} \eta_{в.уч} \eta_{\delta} \eta_f. \quad (4.7)$$

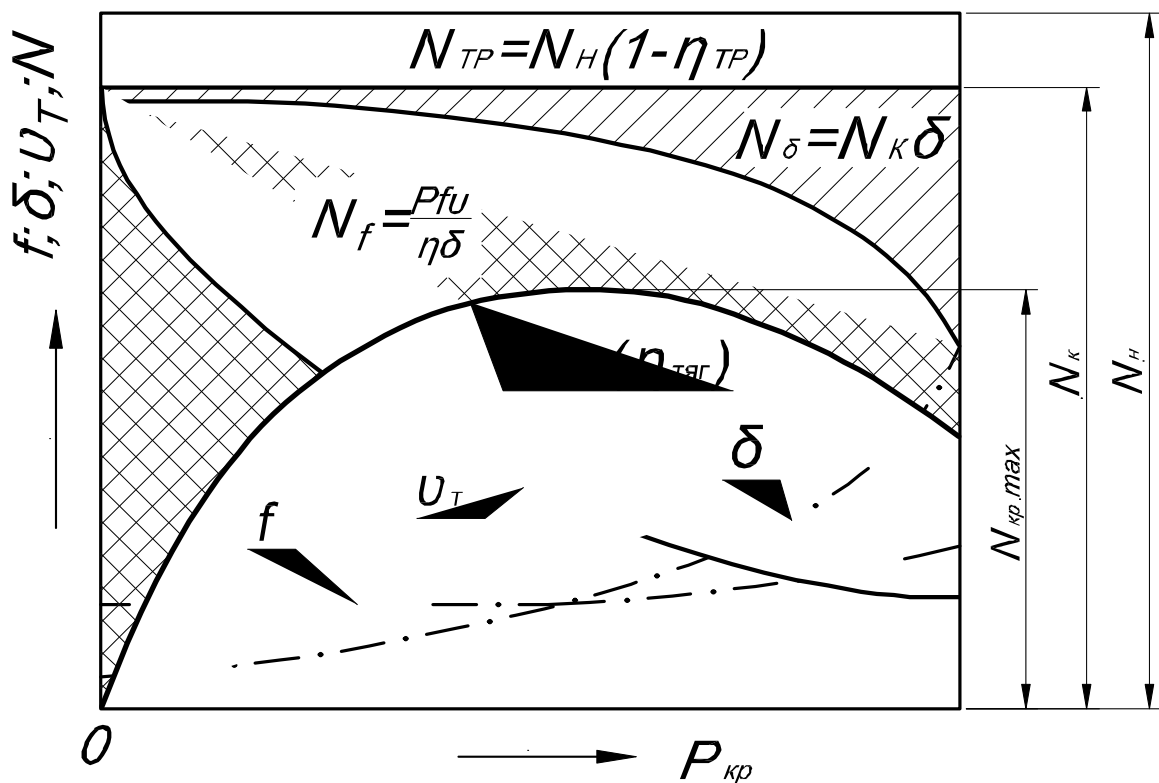
Це рівняння відрізняється від (4.5) урахуванням коефіцієнта  $\eta_{в.уч}$ , що враховує механічні втрати на ведучих частинах гусеничних ланцюгів.

### **3. Тягова характеристика трактора із безступеневою коробкою передач.**

Для наочного уявлення про тяговий ККД та основні чинники, що на нього впливають, подамо баланс потужності трактора в графічній формі (рис.4.1). Припустимо, що трактор має безступінчасту трансмісію, яка дозволяє завжди завантажувати двигун на номінальну потужність шляхом автоматичної зміни швидкості руху відповідно до зміни тягового навантаження.

На осі абсцис графіка відкладаємо значення  $P_{\text{гак}}$  тягових зусиль на гаку. Наносимо штрихпунктиром дві допоміжні криві, необхідні для подальших побудов: криву буксування  $\delta$  і криву коефіцієнта опору кочення  $f$ . Для їх побудови використовуємо наявні експериментальні або довідкові дані, відповідні типу трактора та вибраному ґрунтовому фону.

Відкладаємо вгору від вісі абсцис вертикальний відрізок, що зображає в прийнятому масштабі номінальну потужність двигуна  $N_H$ , і через його вершину проводимо пряму, паралельну вісі абсцис.



**Рис. 4.1. Баланс потужності і потенціальна тягова характеристика трактора**

При прийнятій умові про збереження постійного завантаження двигуна вважаємо, що потужність  $N_{тр}$ , що витрачається на механічні втрати в трансмісії, також має постійне значення незалежно від того, з якою силою тяги на гаку працює трактор. Вона дорівнює  $N_H(1 - \eta_{тр})$ . Відкладаємо донизу від прямої  $N_H$  відрізок, що відображує в прийнятому масштабі потужність  $N_H(1 - \eta_{тр})$ , і через його кінець проводимо

другу пряму, паралельну вісі абсцис. Очевидно, що ділянка, між обома паралельними прямими (вона заштрихована вертикальними лініями), показує на графіку балансу потужності втрати потужності в трансмісії. Різниця відрізків  $N_n$  та  $N_n(1-\eta_{mp})$  відображає потужність  $N_k$ , що передається ведучим органам.

Частина потужності  $N_k$  втрачається через буксування ведучих органів. Величина потужності  $N_\delta$ , що втрачається, пропорційна величині буксування і визначається з рівняння  $N_\delta = N_k \delta$ . За збільшення сили тяги на гаку потужність  $N_\delta$  також зростає. Використовуючи допоміжну криву  $\delta$ , підраховуємо значення  $N_\delta$  для ряду точок і відкладаємо їх у вигляді відповідних відрізків униз від горизонталі. З'єднавши потім кінці відрізків кривої, отримуємо другу ділянку (вона заштрихована похилими лініями), що показує на графіку балансу втрати потужності на буксування.

Перш ніж перейти до зображення витрат потужності на перекочування, побудуємо криву теоретичних швидкостей трактора, що показує, яким чином змінюється теоретична швидкість руху  $v_m$ , залежно від навантаження на гаку. Враховуючи те, що потужність, розвивається ведучими органами,  $N_k = P_k v_m$  одержуємо:

$$v_m = \frac{N_{гак}}{P_k} = \frac{N_{гак}}{P_{гак} + fG}. \quad (4.9)$$

За цією формулою на графіку побудована крива  $v_m = f(P_{гак})$ . Її нанесено суцільною тонкою лінією. Потужність  $N_f$ , необхідну для перекочування трактора, визначають за виразом:

$$N_f = P_f v = fG v_m (1 - \delta). \quad (4.10)$$

Фактична швидкість визначається за формулою:

$$V = v_m (1 - \delta). \quad (4.11)$$



Підрахувавши значення  $N_f$  для ряду точок, відкладаємо їх у вигляді відповідних відрізків донизу від раніше побудованих кривих балансу потужності та з'єднуємо кінці відрізків жирною кривою. Одержуємо на графіку третю ділянку (вона заштрихована похилими перехресними лініями), яка показує витрати потужності на перекочування.

Ординати жирно окресленої кривої відображають потужності  $N_{зак}$ , що залишаються після вирахування всіх втрат для реалізації на гаку. Вони показують також тяговий ККД трактора, якщо відрізок  $N_n$  прийняти за  $\eta_{тяг} = 100\%$ .

Крива  $N_{зак} = f(P_{зак})$  називається потенційною тяговою характеристикою трактора, тому що може бути отримана лише за вибраних ідеальних передумов – автоматичного безступінчастого регулювання швидкостей руху і постійного завантаження двигуна на номінальну потужність  $N_n$ .

З потенційної тягової характеристики видно, що трактор може працювати з високими значеннями тягового ККД лише в певному діапазоні тягових зусиль на гаку. Чим більше відхиляються тягові зусилля в той чи інший бік за межі вказаного діапазону, тим інтенсивніше знижується тяговий ККД.

В умовах сільськогосподарського виробництва з його різноманітними зональними і галузевими особливостями доводиться виконувати велику кількість робіт, від порівняно легких до значно важчих. З аналізу потенційної тягової характеристики виходить, що для виконання всіх цих робіт з високим тяговим ККД необхідно мати трактори різних класів, кожному з яких повинна бути відведена певна тягова зона.

### 3. Тягова характеристика трактора із ступеневою коробкою передач.

Розглянемо як проходять криві тягових потужностей у тракторів з ступеневими трансмісіями. Для цього побудуємо графіки, на яких разом з потенційними нанесемо тягові характеристики на окремих передачах. Два таких графіки показано на рис. 4.2. Потенційні характеристики зображені на них пунктиром, а характеристики на окремих передачах – суцільними лініями. Номери передач вказані римськими цифрами.

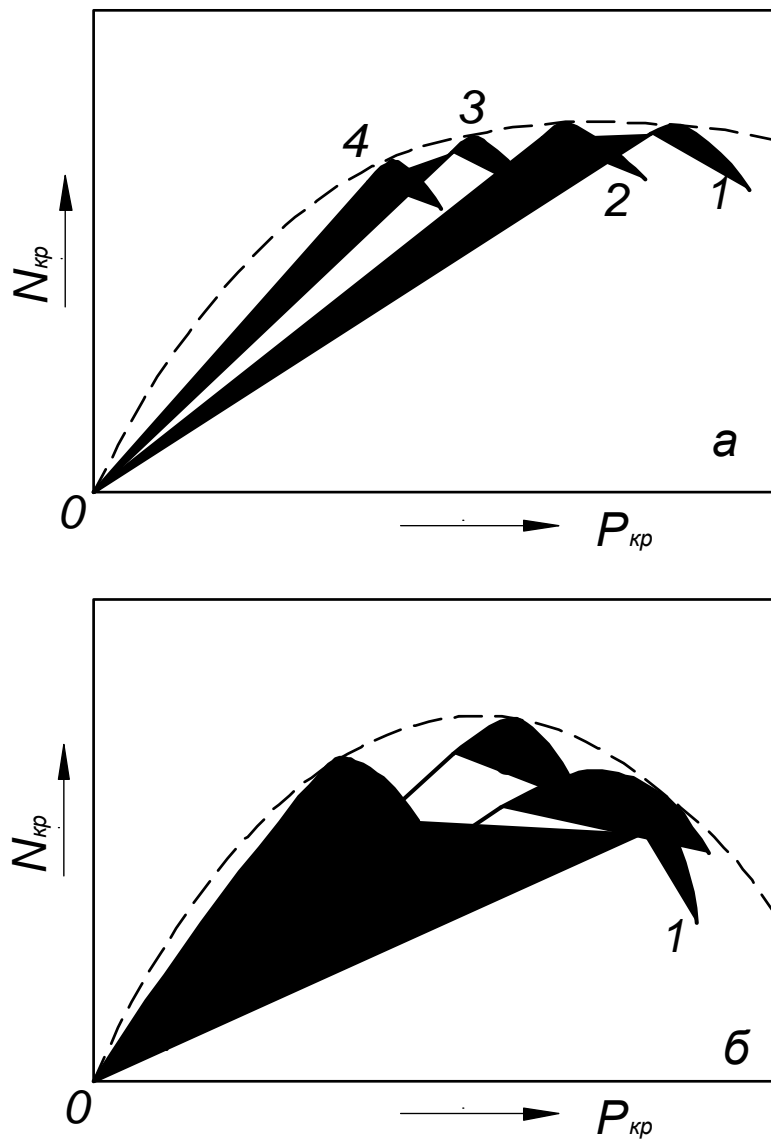


Рис. 4.2. Криві тягових потужностей у тракторів зі ступеневою трансмісією

Під час роботи трактора на будь-якій передачі його тягова потужність зростає зі збільшенням навантаження на гаку, починаючи від нульових значень на холостому ході до максимального значення  $N_{\text{гак}_{\text{max}}}$ . Якщо зростання тягової потужності не припиняється передчасно через велике буксування рушіїв, що різко знижує швидкість руху, то тягова потужність на гаку досягає максимального значення  $N_{\text{гак}_{\text{max}}}$ , коли двигун розвиває номінальну потужність  $N_H$ . У цьому разі точка  $N_{\text{гак}_{\text{max}}}$  лежить на потенційній тяговій характеристиці.

На рис. 4.2, а точки  $N_{\text{гак}_{\text{max}}}$  на всіх передачах розміщені таким чином, що за подальшого збільшення сили тяги на гаку починається перевантаження двигуна, потужність його падає, внаслідок чого знижується також тягове зусилля. Проходження кривих тягових потужностей, показане на рис. 4.1, характерне для роботи в умовах чималого зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом і є типовим для гусеничних тракторів.

За великого буксування ведучих органів тягова потужність може починати знижуватися ще до реалізації номінальної потужності двигуна. Збільшення сили тяги на гаку приводить до такого значного падіння швидкості руху, що тягова потужність зменшується, незважаючи на зростання навантаження двигуна. За цих умов максимальна тягова потужність  $N_{\text{гак}_{\text{max}}}$  розміщується нижче за потенційну тягову характеристику.

На рис. 4.2, б з чотирьох наведених кривих тільки на двох, отриманих на третій та четвертій передачах, точки максимальних тягових потужностей лежать на потенційній характеристиці; на решті двох кривих, отриманих на першій і другій передачах, точки максимальних тягових потужностей розмістилися під потенційною характеристикою, оскільки на цих передачах тягова потужність знижувалася ще до того, як було досягнуте повне навантаження двигуна. На першій передачі навантажити двигун повністю взагалі стало неможли-

вим. Приблизно таке розміщення точок характерне для роботи колісних тракторів на м'яких ґрунтах.

Звичайно на тягові характеристики, крім даних кривих, наносять ще криві витрати палива. Тягові характеристики вважаються основним технічним документом трактора і широко використовується для різних дослідницьких і експлуатаційних розрахунків.

## Модуль 3.

### Тягова динаміка та паливна економічність

#### Лекція № 8

Тема: Тягова динаміка та паливна економічність автомобіля

**Час:** 2 години.

**Питання лекції.**

30. Динамічний фактор.
31. Задачі, що розв'язуються за допомогою динамічної характеристики.
32. Універсальна динамічна характеристика.
33. Паливна економічність автомобіля

#### 1. Динамічний фактор.

Рівняння тягового балансу автомобіля має такий вигляд:

$$P_k = \psi G \pm \delta_{вр} G \frac{j}{g} + P_{\omega}. \quad (5.1)$$

Після перетворення отримаємо:

$$P_k - P_{\omega} = G \left( \psi \pm \delta_{вр} \frac{j}{g} \right). \quad (5.2)$$

Ліва частина рівняння ( $P_k - P_{\omega}$ ) являє собою силу тяги, потрібну для подолання всіх зовнішніх опорів руху автомобіля, за винятком опору повітря. Як видно, вона пропорційна вазі  $G$  автомобіля (автопоїзда). Тому відношення  $\frac{P_k - P_{\omega}}{G}$ , що характеризує запас сили тяги,

який припадає на одиницю ваги автомобіля (автопоїзда), може бути вимірником його динамічних якостей. Назване відношення називається динамічним фактором автомобіля і позначається буквою  $D$ .

Визначення динамічного фактора здійснюється за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} = \frac{\frac{M_k i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} - P_\omega}{G}. \quad (5.3)$$

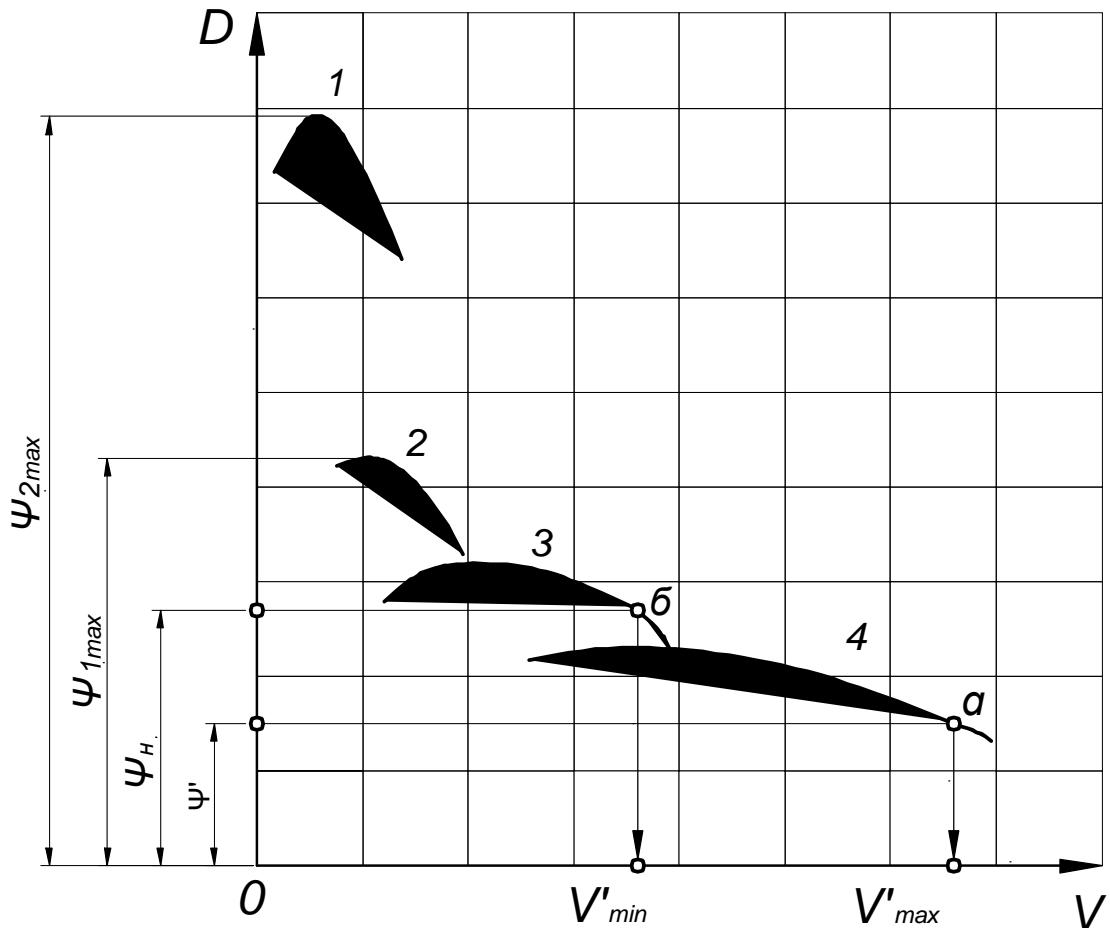
У формулі (5.3) крутний момент двигуна  $M_k$  береться із швидкісної характеристики за роботи двигуна на повному навантаженні.

З іншого боку динамічний фактор залежить від опору руху автомобіля та визначається за формулою:

$$D = \psi \pm \delta_{sp} \frac{j}{g}. \quad (5.4)$$

Динамічний фактор це безрозмірний параметр, тому він дозволяє проводити порівняльну оцінку динамічних якостей різних автомобілів, незалежно від їх вантажопідйомності та ваги.

Динамічний фактор, залежить від швидкісного режиму автомобіля: частоти обертання двигуна, крутного моменту двигуна і передачі. Наочне уявлення про значення динамічного фактора під час роботи автомобіля з різними швидкостями на різних передачах дає графік  $D = f(V)$ , наведений на рис. 5.1. Цей графік називається динамічною характеристикою автомобіля.



**Рис. 5.1. Динамічна характеристика автомобіля**

Розглянемо методику побудови динамічної характеристики.

Якщо муфта зчеплення і ведучі колеса не буксують, то між швидкістю  $V$ , рухом автомобіля і частотою обертання  $n_\partial$ , двигуна існує залежність:

$$V = \frac{0,377 r_k n_\partial}{i_{mp}}. \quad (5.5)$$

Це рівняння дозволяє визначити окремо для кожної передачі та частоти обертання колінчастого вала двигуна швидкість руху автомобіля. Потім за швидкісною характеристикою двигуна, знятою при повному відкритті дросельної заслінки, знаходимо значення крутних моментів  $M_k$ , що відповідають цим частотам обертання. Підставляючи їх у формулу (5.3), одержуємо початкові дані для побудови кривих

динамічного фактора. Опір повітря  $P_{\omega}$ , що входить у формулу (5.1), визначається за наведеним у першому розділі рівнянням (1.22).

На рис. 5.1 показано динамічну характеристику вантажного автомобіля з чотириступінчастою коробкою передач. Відповідно до числа передач на характеристиці нанесено чотири криві динамічного фактора. Номери передач вказані на кривих римськими цифрами. Чим нижче номер передачі, тим вище проходить крива динамічного фактора внаслідок збільшення дотичної сили тяги  $P_k$  і зменшення опору повітря  $P_{\omega}$ . З лівого боку криві обмежуються мінімальною частотою обертання колінчатого валу двигуна, а з правої – допустимою максимальною частотою обертання. Точки перегину кривих відповідають роботі двигуна на максимальному крутному моменті.

## **2. Задачі, що розв’язуються за допомогою динамічної характеристики.**

За допомогою динамічної характеристики можна розв’язувати різні задачі, що виникають під час експлуатації автомобіля. Розглянемо деякі з них.

Задача 1. Необхідно визначити передачі, на яких повинен працювати автомобіль у заданих дорожніх умовах, що характеризуються величиною  $\psi$  приведенного коефіцієнта дорожніх опорів, у разі рівномірного руху та які він при цьому зможе розвивати максимальні швидкості.

За сталого руху динамічний чинник автомобіля повинен бути рівний коефіцієнту  $\psi$ . Тому для розв’язання задачі діють таким чином. Відкладають на осі ординат динамічної характеристики ряд відрізків, у масштабі, прийнятому для динамічного чинника, задані значення  $\psi'$ ,  $\psi''$ ... (на рис. 5.1 нанесено два такі відрізки). Допускаючи, що величина коефіцієнта  $\psi$  за зміни швидкостей руху зберігає постійне значення, проводимо через вершини відкладених відрізків прямі, паралельні осі абсцис, до перетину в точках  $a$  і  $b$  з кривими динамічного фактора. Криві, на яких розташовуються точки перетину, визначають шукані номери передач, а проєкції цих точок на вісь абсцис показу-



ють, чому відповідно дорівнюють можливі максимальні швидкості руху  $V'_{max}$  та  $V''_{max}$ .

Задача 2. Визначити за допомогою динамічної характеристики, які найбільші дорожні опори зможе долати автомобіль, рухаючись на тій або іншій передачі з рівномірною швидкістю. Оскільки в цих випадках мають бути використані максимальні запаси динамічного фактора, то робота повинна проводитися на режимах, відповідних точкам перегину кривих динамічного чинника. Тому ординати таких точок визначають шукані максимальні значення  $\psi_{1max}$ ,  $\psi_{2max}$ , ... наведеного коефіцієнта дорожніх опорів, які долаються автомобілем відповідно на першій, другій і наступних більш високих передачах. Отримані дані, проте, необхідно перевірити з погляду можливості їх реалізації за умов зчеплення з дорогою, оскільки при побудові динамічної характеристики враховувалися лише тягові якості автомобіля за двигуном. Це виконується так.

Назвемо динамічним фактором по зчепленню максимальне значення динамічного фактора, обмеженого зчепленням ведучих коліс з дорогою, і позначимо його через  $D_\varphi$ . Вказане значення динамічного фактора виходить за реалізації максимально можливої по зчепленню в даних дорожніх умовах дотичної сили тяги  $P_\varphi$ . Відповідно до такого визначення маємо:

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_\omega}{G}. \quad (5.6)$$

У загальному вигляді для автомобілів з будь-якою колісною формулою рівняння буде таким:

$$D_\varphi = \frac{\varphi\lambda_k G - P_\omega}{G} = \varphi\lambda_k - \frac{P_\omega}{G}. \quad (5.7)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення з дорогою;

$\lambda_k$  – коефіцієнт навантаження ведучих коліс.

Суттєвими показниками на динамічній характеристиці є швидкості автомобіля в точках перегину кривих динамічного фактора. Це найменші швидкості, можливі за сталого руху на даній передачі в найбільш важких умовах. У разі подальшого збільшення опору руху необхідно перемикатися на більш низьку передачу, інакше двигун заглухне внаслідок того, що робота його переходить на ділянку характеристики, де крутний момент із збільшенням навантаження падає. Швидкості автомобіля у вказаних точках динамічної характеристики називаються критичними швидкостями тяги. Слід зазначити, що якщо автомобіль працює з неповним навантаженням двигуна, то рух може бути стійким і на швидкостях нижче критичних.

Задача 3. Визначити за допомогою динамічної характеристики величину кутів підйому, які автомобіль здатний долати в заданих дорожніх умовах на різних передачах, і швидкості, які він при цьому розвиватиме. Для доріг з відносно невеликими нахилами допустимо, що  $\psi = f+i$ , тому за сталого руху  $i = D - f$ . Таким чином, якщо для заданих дорожніх умов відомий коефіцієнт опору кочення  $f$ , то, вимірявши величину динамічного фактора  $D$  в тій або іншій точці характеристики, знаходимо за різницею  $D - f$  шукану величину  $i$  допустимого підйому. Передача і швидкість, відповідно визначені у точці характеристики, визначають режим роботи автомобіля за сталого руху на даному підйомі.

Величина підйому може бути підвищена шляхом використання інерції автомобіля.

Згідно з рівнянням (5.4) за сповільненого руху:

$$i = D - f + \delta_{ep} \frac{j}{g}. \quad (5.8)$$

Тому перед подоланням підйому автомобілю нерідко дають розгін для накопичення кінетичної енергії. Найбільший кут підйому, що

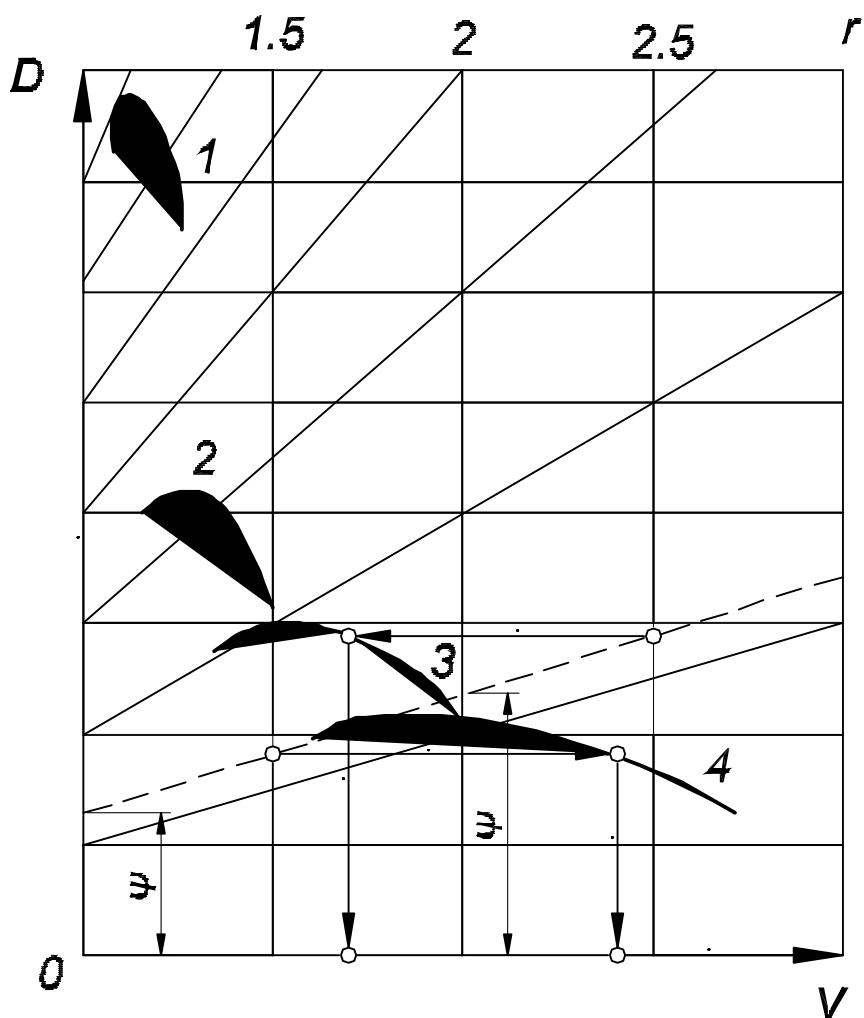
може бути подоланий автомобілем з розгону, називається динамічним кутом підйому. Величина його завжди більша кута підйому, який визначається за динамічною характеристикою для сталого руху. Різниця між ними тим більша, чим вища швидкість, з якою автомобіль долає підйом, і чим менша довжина підйому.

### 3. Універсальна динамічна характеристика

Динамічна характеристика, наведена на рис. 5.1, побудована для певної ваги автомобіля. Щоб її можна було застосовувати для аналізу динамічних якостей автомобіля під час різного вагового навантаження, скористаємося тією можливістю, що на опір руху  $P_\psi = \psi \cdot G$  в однаковій мірі впливає зміна коефіцієнта  $\psi$  і зміна ваги  $G$ . Тому, якщо дана вага автомобіля  $G_x$  відрізняється від ваги  $G$ , відповідно до якого побудована динамічна характеристика, то при використанні цієї характеристики потрібно замінювати дійсний коефіцієнт опору руху  $\psi$  на умовний коефіцієнт  $\psi_{ум}$ , вибраний з таким розрахунком, щоб  $\psi_{ум} \cdot G = \psi_{ум} \cdot G_x$ . Звідси знаходимо, що величина  $\psi_{ум}$  повинна визначатися за формулою:

$$\psi_{ум} = \psi \frac{G_x}{G}. \quad (5.9)$$

Динамічну характеристику, наведену на рис. 5.1, можна доповнити і зробити придатною для аналізу динамічних якостей автомобіля або автопоїзда за різних варіантів вагового навантаження. Така доповнена характеристика показана на рис. 5.2. Вона має називається універсальною динамічною характеристикою автомобіля.



**Рис. 5.2. Універсальна динамічна характеристика автомобіля**

Уведемо поняття про коефіцієнт навантаження автомобіля, розуміючи під ним відношення даної  $G$  автомобіля (автопоїзда) до його мінімальної експлуатаційної ваги  $G_{min}$ , (без вантажу в кузові і без причепа).

$$\Gamma = \frac{G}{G_{min}}. \quad (5.10)$$

Його величина може бути різною, починаючи від мінімального значення 1 та вище.

Універсальна динамічна характеристика, крім нижньої осі абсцис з нанесеними на ній поступальними швидкостями автомобіля  $V$ ,

має ще верхню вісь абсцис, на якій відкладаються значення  $\Gamma$  коефіцієнта навантаження автомобіля. З точок, відповідних ряду значень коефіцієнта  $\Gamma$ , проводимо вертикалі через всю характеристику до перетину з нижньою віссю абсцис.

Динамічний фактор автомобіля за однакових інших параметрів змінюється обернено пропорційно до його ваги, тому масштаби динамічного фактора на характеристиці повинні бути для кожного значення коефіцієнта навантаження автомобіля іншими. У зв'язку з цим на універсальній динамічній характеристиці будують дві осі ординат. На вертикалі, проведеній через точку  $\Gamma = 1$ , відкладають значення динамічного фактора для порожнього автомобіля з вагою  $G_{min}$ , а на якійсь іншій вертикалі – значення динамічного фактора, відповідні величині коефіцієнта навантаження, прийнятого для даної вертикалі. Якщо, наприклад, вибрати другою віссю ординат вертикаль, що проходить через точку  $\Gamma = 2$ , то на ній масштаб динамічного фактора повинен бути вдвічі більшим, ніж на першій осі. З'єднаємо похилими прямими відрізки лівої масштабної шкали з відповідними по довжині відрізками, відкладеними на вибраній другій осі ординат. Точки перетину цих прямих з побудованими на характеристиці вертикалями утворюють на кожній вертикалі свою масштабну шкалу динамічного фактора для відповідного варіанту навантаження автомобіля.

Після виконання названих підготовчих побудов на характеристиці наносять звичайним способом криві динамічного фактора  $D$  на різних передачах для автомобіля з коефіцієнтом навантаження  $\Gamma = 1$ , користуючись масштабною шкалою на лівій осі ординат.

Розглянемо, як визначити за допомогою універсальної динамічної характеристики, на яких передачах і з якими максимальними швидкостями зможе рівномірно рухатися автомобіль (автопоїзд) у заданих дорожніх умовах за різних значень коефіцієнта навантаження  $\Gamma$ .

Відкладаємо на обох осях ординат характеристики, дотримуючись масштабів, прийнятих на кожній осі, задане значення  $\psi$  наведеного коефіцієнта дорожнього опору. Вершини відкладених відрізків

сполучаємо пунктирною прямою, як показано на рис. 5.2. Через точки перетину цієї прямої з рядом вертикалей, що відповідають різним значенням коефіцієнта навантаження автомобіля, проводимо горизонтальні лінії до стикування з кривими динамічного фактора. На побудованій характеристиці проведено дві горизонтальні лінії – для  $\Gamma = 1,5$  і  $2,5$ . Номери кривих указують, на яких передачах зможе працювати автомобіль за розглянутих варіантів навантаження. Шукані швидкості руху знаходимо звичайним способом, спроектувавши на нижню вісь абсцис точки перетину горизонтальних ліній з кривими динамічного фактора.

#### 4. Паливна економічність автомобіля

Витрати на паливо у собівартості автомобільних перевезень становлять значну частку. Тому зниження витрати палива має велике значення.

Одним з основних показників паливної економічності автомобіля є кількість пального  $Q_s$ , що витрачається на 100 км шляху за рівномірного руху з певною швидкістю в заданих дорожніх умовах. Витрата пального виражається в літрах, адже на заправних станціях його заміри проводяться в об'ємних одиницях.

Паливну економічність автомобіля прийнято оцінювати витратою пального в літрах на 100 км пройденого шляху.

Якщо відома погодинна витрата палива двигуна та швидкість руху автомобіля, то витрата  $Q_s$  палива в літрах на 100 км пробігу виражається у такій залежності:

$$Q_s = \frac{100b_e N_e}{V\rho}, \quad (5.33)$$

де  $b_e$  – питома витрата палива;

$N_e$  – потужність двигуна, що необхідна для руху автомобіля в заданих умовах;

$\rho$  – густина палива (для бензину  $\rho = 0,725$  кг/л; для дизельного палива  $\rho = 0,825$  кг/л).

Ефективна потужність двигуна  $N_e$ , що потрібна для руху автомобіля в заданих дорожніх умовах визначається за рівнянням:

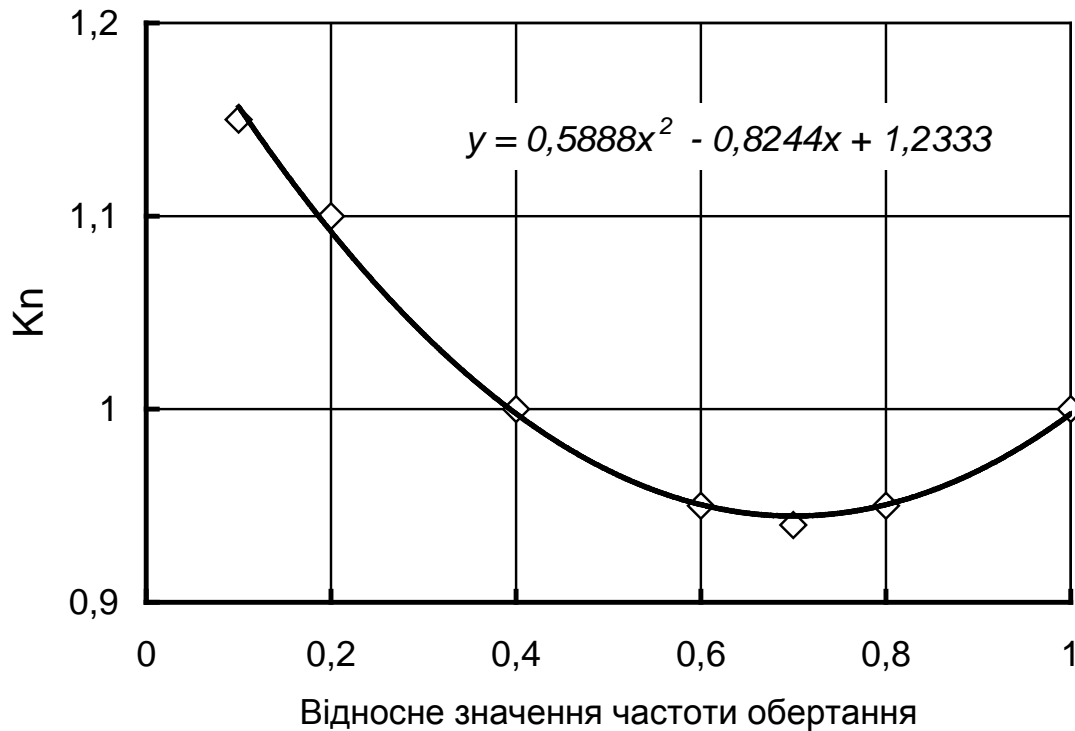
$$N_e = \frac{P_k V}{3,6\eta_{Tp}} = \frac{V}{3,6\eta_{Tp}} \cdot \left( Ga\psi + \frac{kFV^2}{12,96} \right). \quad (5.34)$$

Виконуючи роботу слід врахувати, що питома витрата палива  $be$  є величиною перемінної, залежної від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна. Щоб врахувати цей вплив, питому витрату палива  $be$  визначають за рівнянням:

$$be = K_n K_N be_n, \quad (5.35)$$

де  $be_n$  – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою;

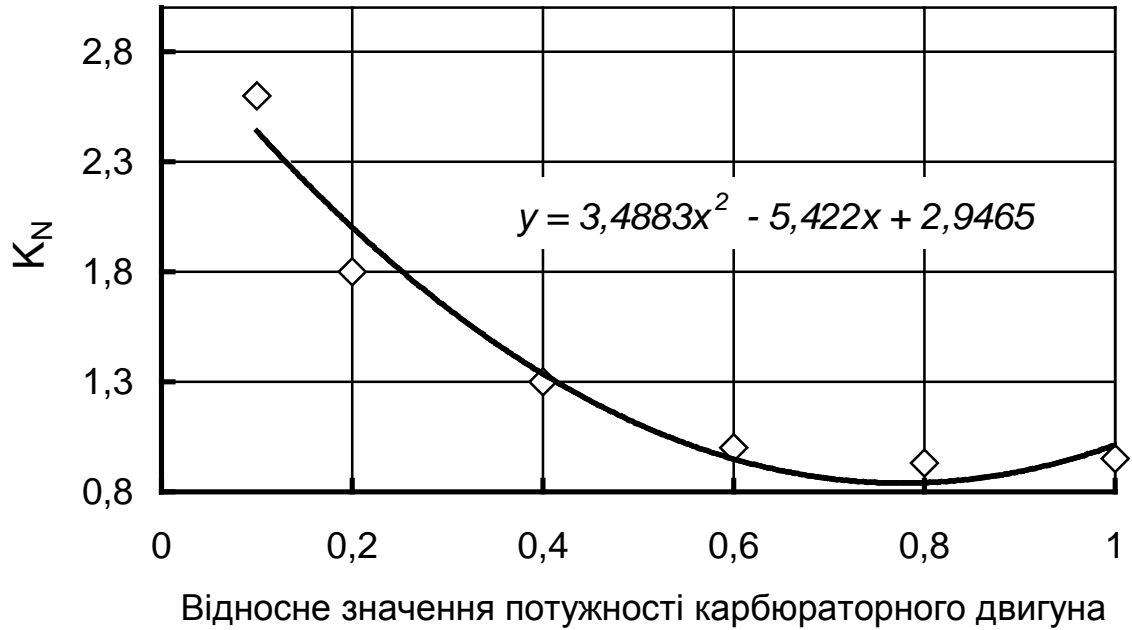
$K_n$  і  $K_N$  – коефіцієнти, що враховують вплив на питому витрату палива відповідно до швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна.



**Рис. 5.4. Залежність коефіцієнта  $K_n$  від частоти обертання колінчастого вала**

Величину коефіцієнтів  $K_n$  і  $K_N$  визначають з графіків (рис. 5.4, 5.5, 5.6), де значення коефіцієнта  $K_n$  дано у функції від залежності поточної частоти обертання колінчастого вала двигуна за даною швидкістю руху до частоти обертання вала при максимальній швидкості автомобіля; значення коефіцієнта  $K_N$  дано у функції від відношення потужності, витраченої на подолання опорів з даною швидкістю від потужності двигуна при тій же частоті обертання вала за зовнішньою швидкісною характеристикою. Цю залежність показано у вигляді двох кривих для карбюраторних автомобільних двигунів і для дизельних двигунів.

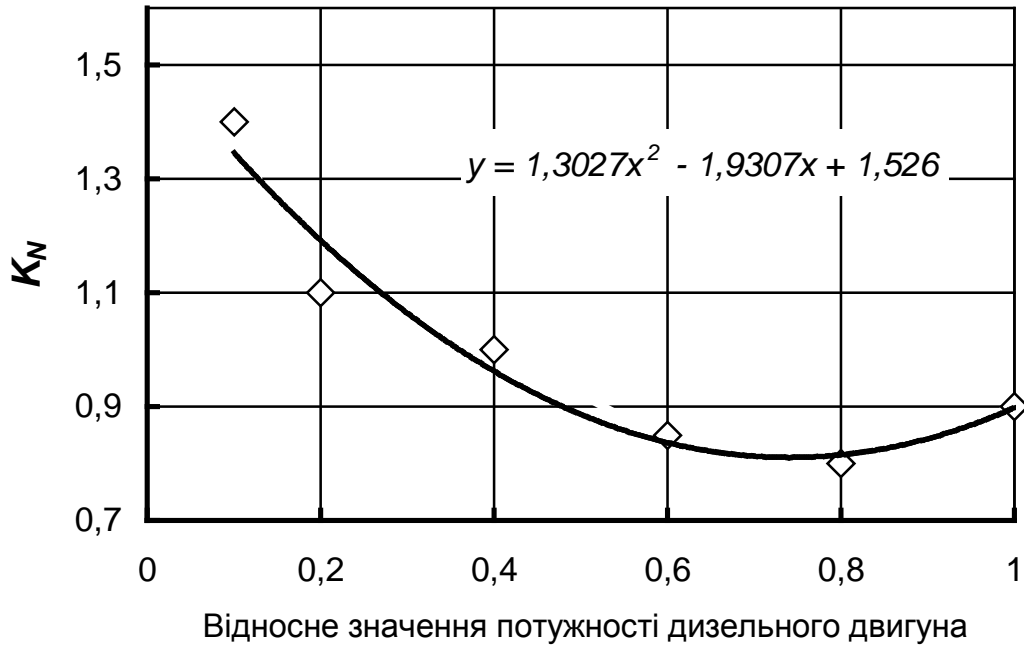




**Рис. 5.5. Залежність коефіцієнта  $K_N$  від потужності бензинового двигуна**

Для кращого уявлення про економічність автомобіля будується графік, що показує залежність витрати палива автомобіля на 100 км пробігу від швидкості руху і дорожнього опору, це називається економічною характеристикою автомобіля.

Звичайно теоретична економічна характеристика будується для умов рівномірного прямолінійного руху автомобіля на різних швидкостях у різних дорожніх умовах.



**Рис. 5.6. Залежність коефіцієнта  $K_N$  від потужності дизельного двигуна**

Для побудови економічної характеристики автомобіля на осі абсцис відкладають у масштабі швидкості руху автомобіля зі значеннями  $V = 10, 20, 30 \dots$  км/год. Для курсової роботи необхідно прийняти рух автомобіля по дорозі, що характеризується наведеним коефіцієнтом дорожнього опору руху  $\psi$  з повним навантаженням на прямій передачі.

Розрахунок економічної характеристики проводимо в такій послідовності:

1. З урахуванням зовнішньої швидкісної характеристики знаходять швидкість автомобіля на прямій передачі за формулою:

$$V = 0,377 \frac{r_k n}{i_{Tp}}$$

2. Визначають потужність двигуна, необхідну для руху автомобіля на різних швидкостях по одній із заданих доріг до повного завантаження двигуна:

$$N_e = \frac{V}{3,6 \cdot \eta_{Tp}} \cdot \left( G_a \psi + \frac{k F V^2}{12,96} \right).$$

3. Знаючи частоту обертання колінчастого вала двигуна для різних швидкостей руху автомобіля, визначають залежності  $\frac{n}{n_v}$ ,  $\frac{n}{n_{va \max}}$  згідно з якими за графіком знаходять значення коефіцієнтів  $K_n$ .

4. За графіком зовнішньої швидкісної характеристики двигуна для прийнятих частот обертання колінчастого вала знаходять значення ефективної потужності  $N_e$  і відповідно до залежності за графіком (рис. 5.4) згідно з типом двигуна встановлюють значення коефіцієнта  $K_n$ .

5. За виразом  $b_e = K_n K_N g_e N_{e(\max)}$  визначають витрату палива для різних швидкостей руху автомобіля.

6. Відповідно до отриманих значень  $b_e$  і  $N_e$  для різних швидкостей руху на прямій передачі автомобіля визначають витрату палива на 100 км шляху за рівнянням:

$$Q_s = \frac{100 b_e N_e}{V \rho}.$$

7. Аналогічно проводиться розрахунок витрати палива на 100 км пробігу автомобіля для інших опорів доріг з урахуванням коефіцієнтів опорів.

8. На підставі отриманих розрахункових даних складається таблиця.

9. Роблять побудову економічної характеристики автомобіля для заданих дорожніх умов.

10. За графіком економічної характеристики автомобіля проводиться аналіз його роботи: визначають найбільш економічну швидкість руху, визначають ділянки підвищених витрат палива в зонах великих та малих швидкостей руху, встановлюють максимально можливі швидкості руху залежно від дорожніх опорів.

**Модуль 3.****Тягова динаміка та паливна економічність****Лекція № 9****Тема: Альтернативні палива та техніко-економічні показники мобільних енергетичних засобів**

**Час:** 2 години

**План лекції:**

1. Вартість енергії палива. Оцінка ефективності використання альтернативних моторних палив.
2. Вплив використання рідких біопалив на техніко-економічні показники мобільних енергетичних засобів.
3. Використання газоподібних палив.
4. Особливості побудови тягових характеристик.

**1. Вартість енергії палива. Оцінка ефективності використання альтернативних моторних палив.**

До основного недоліку палив на основі рідких біопалив взагалі та етанолу зокрема варто віднести відносно високу вартість, що знижує його конкурентоздатність. У зв'язку з цим, виходячи з необхідності створення енергетичної й екологічної безпеки, уряди деяких країн стимулюють їхнє виробництво і реалізацію. Як приклад можна назвати Бразилію, США, ФРН і деякі інші країни. Так у США введений стандарт RFS (Renewable Fuels Standard), що вимагає довести використання етанолу до 2012 року до 8 млрд галонів (біля 30 млн м<sup>3</sup>).

Зробимо оцінку ефективності різних сортів палив за умови рівності ефективних значень ККД двигунів. Оцінювати будемо за вартістю енергії одиниці маси або об'єму палива за виразом:

$$BE = \frac{1000ЦП}{Q\rho}, \quad (5.95)$$

де  $ЦП$  – ціна палива;

$Q$  – нижча теплота згоряння палива;

$\rho$  – густина палива.

Теплота згоряння суміші палив визначається за формулою:

$$Q = \sum_{i=1}^n (g_i Q_i), \quad (5.96)$$

де  $Q_i$  – нижча теплота згоряння окремих видів компонентів;

$g_i$  – відносні частки окремих видів палив.

Більш ефективним вважається той вид палива, у якого менша вартість енергії, що міститься в ньому. Параметри різних палив (вересень 2010 року), що використовуються в Україні, наведено в табл. 5.2.

**Таблиця 5.2**

**Енергетичні властивості палив в Україні**

Пальне	Ціна, грн/л	Нижча теплота згоряння, МДж/кг (МДж/м <sup>3</sup> )	Вартість енергії, грн/ГДж
Бензин А-80	6,90	44	217,8
Бензин А-92	7,30	44	230,4
Бензин А-95	7,60	44	239,9
Бензин А-98	8,70	44	270,8
Стиснений природний газ	3,94	33,6	117,3
Пропан-бутан	4,57	46,4	196,9
Дизельне паливо	6,85	42,5	194,2

Для визначення ефективності використання альтернативних видів пального з урахуванням комплексу показників, що враховують зміну коефіцієнта корисної дії двигуна внутрішнього згоряння, вагу

мобільного енергетичного засобу, тягове зусилля трактора тощо, пропонується використовувати безрозмірні коефіцієнти, які математично записані так:

- для автомобілів:

$$K_A = \frac{\sum_{i=1}^n (g_i V_i \text{ЦП} o_i) G_T}{\text{ЦП}_T V_T G_A}, \quad (5.101)$$

де  $G_T, G_A$  – вантажність автомобіля відповідно за використання традиційного нафтового та альтернативного пального;  
 $V_i, V_T$  – об'ємна витрата відповідно  $i$ -го компоненту альтернативного пального та традиційного нафтового пального;  
 $\text{ЦП}_T$  – ціна традиційного нафтового пального;

- для тракторів:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n \left( \frac{be_i \cdot g_i}{\rho_i} \text{ЦП} o_i \right) Ne_A P_{крT}}{\frac{be_T \cdot Ne_T}{\rho_T} \text{ЦП}_T P_{крA}}, \quad (5.102)$$

де  $Ne_T, Ne_A$  – номінальна потужність двигуна відповідно за використання традиційного нафтового та альтернативного пального;  
 $P_{крT}, P_{крA}$  – тягове зусилля відповідно за використання традиційного нафтового та альтернативного пального;  
 $be_i, be_T$  – питома витрата пального відповідно  $i$ -го компоненту альтернативного пального та традиційного нафтового пального;  
 $\rho_i, \rho_T$  – густина відповідного  $i$ -го компоненту та традиційного палива.

Якщо значення зазначених коефіцієнтів менше одиниці ( $K_A < 1$  та  $K_T < 1$ ), то використання альтернативного пального доцільно.

Зменшення вантажності автомобіля та його пробігу за використання альтернативного пального може бути меншим порівняно з традиційним нафтовим паливом внаслідок розміщення на його борту важкого обладнання (балонів, додаткових баків, газогенераторної установки тощо). Зменшення тягового зусилля трактора в аналогічних умовах відбувається внаслідок зменшення потужності двигуна та збільшення сили опору кочення.

## **2. Вплив використання рідких альтернативних палив на техніко-економічні показники мобільних енергетичних засобів**

Для використання рослинних олій у дизелях без конструктивних змін, необхідно використовувати присадки, які поліпшують якість біопального. Найпростіший спосіб – це використання суміші дизельного пального з рослинною олією. Проте не існує єдиної науково обгрунтованої думки щодо співвідношення компонентів. В Україні та Латвії пропонують співвідношення 70-80 % дизельного пального і 20-30 – ріпакової олії; в Японії – 50/50, в Росії – 25/75. Практичний досвід свідчить, що основні техніко-економічні показники роботи дизелів на сумішевому пальному дуже близькі до аналогічних показників за роботи на нафтовому дизельному пальному.

Основні проблеми адаптації двигунів до роботи на паливі, виробленому з олійних культур (ріпаку, соняшнику або інших), виникають через відмінність їх фізико-хімічних показників порівняно з аналогічними показниками дизельного палива. Слід зазначити, що рослинні олії мають вищу в'язкість, густину та коефіцієнт поверхневого натягу. Разом з тим у них нижча теплота згоряння. Все це призводить до того, що застосовувати рослинні олії як моторне пальне в серійних дизельних двигунах неможливо. Тому як в Україні, так і за її межами проводяться роботи щодо застосування рослинних олій, у першу чергу ріпакової та соняшnikової, в суміші з дизельним паливом.

Для забезпечення в'язкості перед паливним насосом високого тиску на рівні  $\leq 11,5 \text{ мм}^2/\text{с}$ , сумішеве паливо необхідно підігріти до  $50\text{-}60^\circ\text{C}$ . Це вимагає модернізації паливної системи трактора, яка по-



лягає в установці теплообмінника для підігрівання біопалива від охолодної рідини двигуна. Теплообмінник установлюють у паливній магістралі перед фільтром грубого очищення.

Удосконалена паливна система трактора забезпечує можливість використання як нафтового дизельного палива, такі біопалива. Двигун трактора спочатку запускають на дизельному паливі, а потім, після його прогрівання, переводять на КТ.

Застосування суміші рослинних олій та дизельного пального приводить до деяких негативних наслідків:

- збільшення нагаро- і лаковідкладення на деталях циліндро-поршневої групи та випускної системи;
- інтенсивного закоксовування отворів розпилувачів форсунки;
- погіршення прокачування біопалива в паливній системі внаслідок підвищеної в'язкості;
- зниження терміну служби моторного мастила.

Випробування двигунів показали, що їх максимальні потужності практично не змінились.

- питома витрата палива збільшується 13-26 % за переходу з дизельного палива на РРО (залежно від навантаження), що пояснюється зменшенням нижчої теплоти згоряння та зниженням ефективності процесу згоряння;
- ефективний ККД змінюється незначно (0,1-3,3 %);
- за роботи на РРО було відзначено закоксовування отворів розпилувача форсунки.

Стендові випробування дизелів Д-240 та СМД-62 показали, що вони легко адаптуються для роботи на сумішевому паливі (75 % дизельного палива та 25 % ріпакової олії). З наведених регуляторних характеристик (рис. 8.2) видно, що використання біопалива призводить до деякого зменшення потужності (з 57,8 кВт до 56,7 кВт для двигуна Д-240, що становить 1,9 %). Ступінь нерівномірності регулятора практично не змінюється. За умови незмінних регулювань пали-

вної апаратури коефіцієнт запасу крутного моменту збільшується (для двигуна Д-240 з 14,7 % до 17 %).

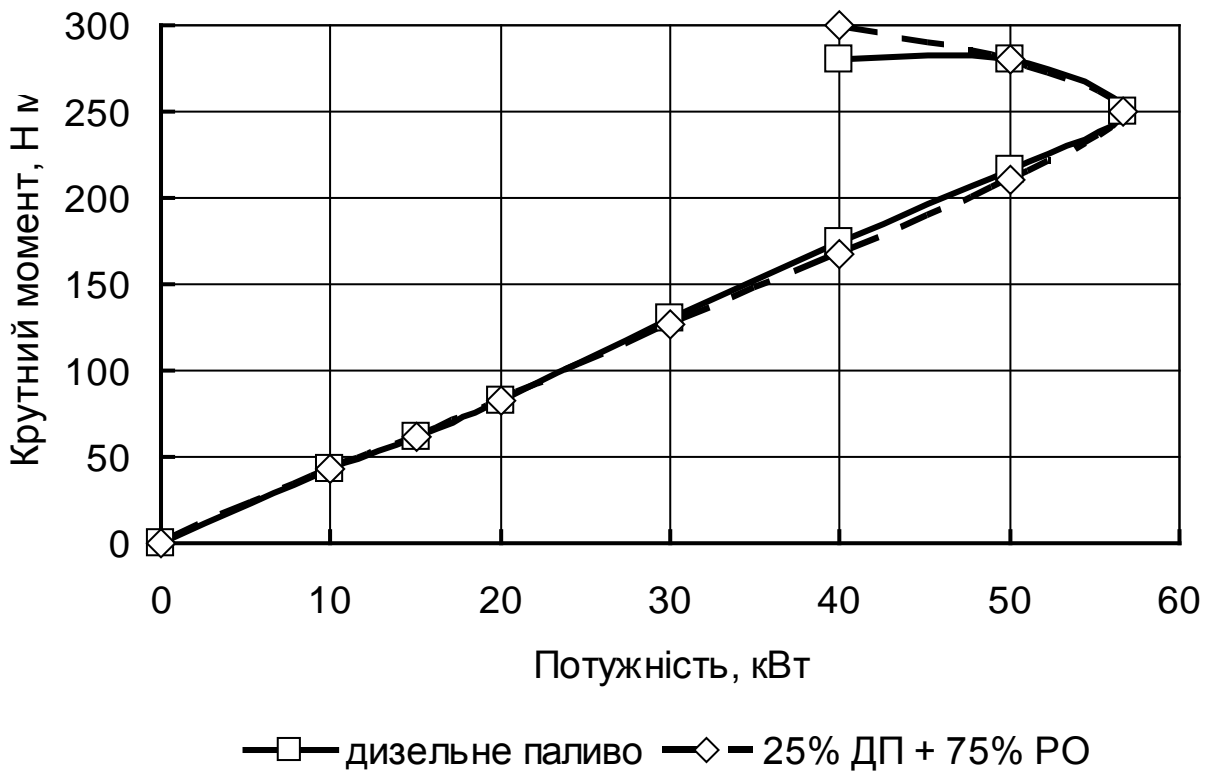
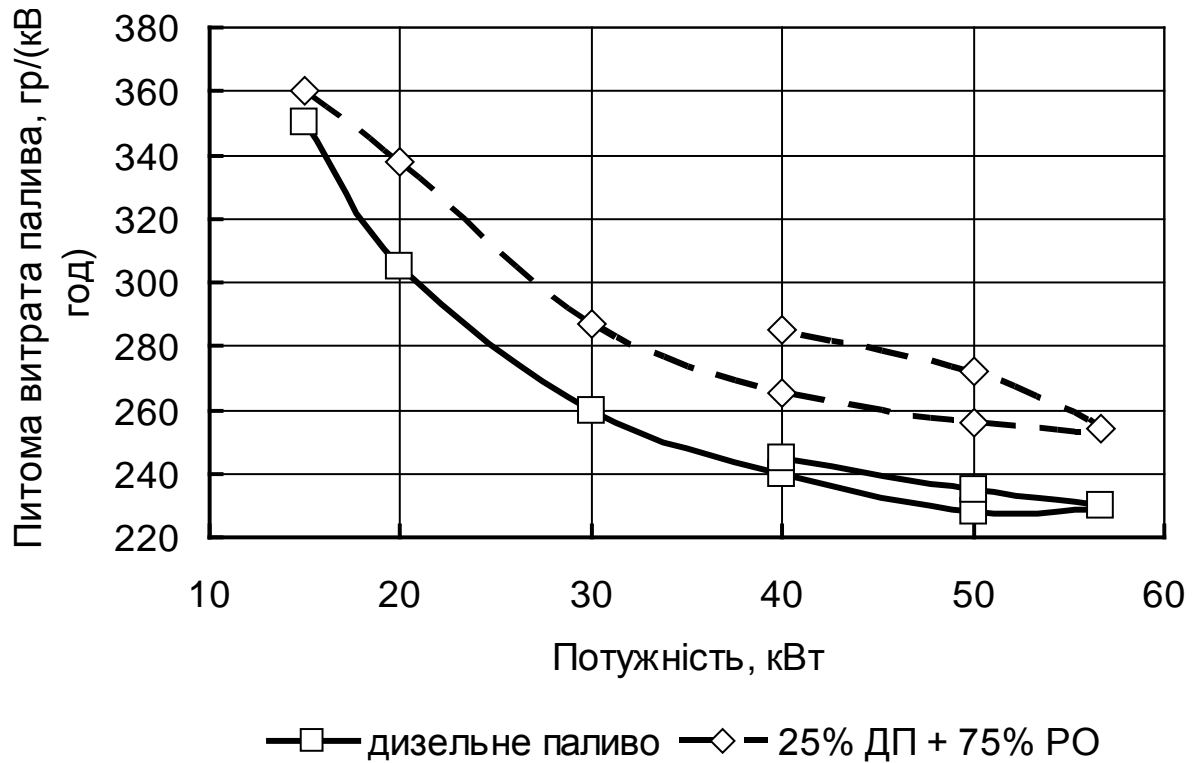
Встановлено, що під час роботи дизеля на суміші соняшникової олії і дизельного палива в пропорції 30:70 спостерігається збільшення температури відпрацьованих газів на 26 °С і підвищення концентрації  $\text{NO}_x$  на 16 %. Виявлено зниження димності та підвищення нагароутворення в камері згоряння і на розпилювачі.

Використання чистої ріпакової олії як палива для дизеля призводить до підвищення питомої ефективної витрати палива на 10...25 % та зниження викидів таких токсичних компонентів як  $\text{CO}$  і  $\text{NO}_x$  на 70 % та 10% відповідно.

З використанням дизеля на метиловому ефірі ріпакової олії, знижується димність на 8...11 % і масовий викид твердих частин – на 42 %, збільшуються витрати палива до 10 %. Концентрація викидів  $\text{CO}$  і  $\text{NO}_x$  змінюється незначно.

З використанням суміші дизельного палива і метилових ефірів ріпакової олії у відношенні 80:20 збільшуються годинні витрати палива на 1,9...4,2 %, зменшується вміст  $\text{CH}_x$  на 1,8...8,3 % і  $\text{CO}$  – на 18...20%, знижується димність до 35 %.

У наукових установах було проведено дослідження впливу застосування різних видів дизельних біопалив на технічні та економічні показники дизелів. Тут відбулися порівняльні стендові випробування на різних типах біодизеля.



**Рис. 5.16. Регуляторні характеристики двигуна Д-240**

Випробування дизеля проведено з використанням таких видів палива:

- дизельного палива (ДП), згідно з ДСТУ 3868-99 (еталонне паливо);

- 95%ДПта5%метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО);

- 90 % ДП та 10 % МЕРО;

- 80 % ДП та 20 % МЕРО;

- 70 % ДП та 30 % МЕРО;

- 50 % ДП та 50 % МЕРО;

- 30 % ДП та 70 % МЕРО;

- 100% МЕРО.

Дослідження показали, що оптимальний кут випередження впорскування дорівнює  $21^\circ$ . Цей кут збігається з кутом, рекомендованим виробником дизеля, і перебуває у межах  $20...22^\circ$ . Це підтверджується й іншими літературними джерелами: для всіх альтернативних палив оптимальний кут випередження знаходиться у названих межах. Тому в подальших експериментах було використано незмінний кут випередження –  $21^\circ$ .

Встановлено, що з використанням 100 % МЕРО ефективна потужність двигуна зменшується на 12 % за одночасного збільшення питомої витрати палива на 10...13 %.

З використанням сумішевих палив (5...30 % МЕРО) зменшується ефективна потужність та збільшується питома витрата палива на 3...5 %, що суттєво не впливає на продуктивність та економічність використання сільськогосподарської техніки. Зниження ефективної потужності дизельного двигуна можна пояснити величинами енергетичних характеристик дизельного палива та біодизеля.

Нижчу теплоту згорання сумішей палива можна визначити за формулою:

$$Q_H^{Сум} = A Q_H^{ДП} + (1 - A) Q_H^{АП}, \quad (5.97)$$

де  $Q_H^{Сум}$  – нижча теплота згорання сумішевого палива;

$A$  – частка дизельного палива в суміші,  $A = 0...1$ ;

$Q_H^{ДП}$  – нижча теплота згоряння стандартного дизельного палива,

$$Q_H^{ДП} = 42,5 \text{ МДж/кг};$$

$Q_H^{АП}$  – нижча теплота згоряння альтернативного палива рослинного походження.

Розрахунки за формулою (8.3) показали, що з використанням сумішевого палива до значень, що не перевищують 70 % ДП та 30 % МЕРО і номінальних значень регульовальних параметрів дизеля за кутом випередження впорскування, потужність та питома витрата палива змінюються не більше ніж на 5%.

Використання палив рослинного походження поліпшують екологічні властивості двигунів.

Тому оптимальним типом біодизеля можуть бути сумішеві палива, що містять не більше 70 % дизельного палива та 30 % метилових ефірів рослинних олій. За такого співвідношення зниження ефективної потужності та збільшення питомої витрати палива буде знаходитися в межах 3...5 %, а зниження вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах буде суттєвим.

У національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» проводили дослідження з використання суміші метилового ефіру ріпакової олії з дизельним паливом (ДП) у різних співвідношеннях: 75 % ДП + 25 % МЕРО, 50 % ДП + 50 % МЕРО, а також чистого МЕРО.

Результати досліджень показали, що застосування біопалива в чистому вигляді та в суміші МЕРО з ДП – 75:25 можливе за температури навколишнього середовища вище 10°C, а суміші МЕРО з ДП – 50:50 та 25:75 можна використовувати за температури вище 0°C.

Під час випробувань у виробничих умовах трактор ЮМЗ-6АКЛ з двигуном Д-65Н використовувався на різних технологічних операціях: транспортних, збиральних, сівбі зернових культур, захисту рослин, основному обробітку ґрунту. Як моторне паливо використовували дизельне паливо марки Л-0,1-40 за ДСТУ 3868-99 (ДП) та його суміш з МЕРО у співвідношенні 75:25 (МП-25).

Випробування показали, що витрати біопалива лише на 1,5-3,4% більше, ніж у дизельного пального (табл. 5.3).

Таблиця 5.3

**Порівняльні показники ефективності машинно-тракторних агрегатів на виконанні технологічних операцій**

Операція	Сільськогосподарська машина	Моторне пальне	Продуктивність, га/год, т/год*	Витрата пального, кг/га, кг/т*
Внесення гербіцидів	ОП-2000	ДП	13,4	0,58
	ОП-2000	МП-25	13,5	0,59
Обприскування посівів	ОП-2000	ДП	13,9	0,56
	ОП-2000	МП-25	13,9	0,57
Оранка на зяб (20-22 см)	ПЛН-3-30	ДП	0,41	17,2
	ПЛН-3-30	МП-25	0,40	17,8
Внесення мінеральних добрив	1 РМГ-4	ДП	3,64	1,82
	1 РМГ-4	МП-25	3,65	1,88
Збирання коренеплодів цукрового буряку	Підбирач "Борекс"	ДП	1,12	7,31
		МП-25	1,14	7,45
Транспортування	2 ПТС-6	ДП	3,7*	1,52*
	2 ПТС-6	МП-25	3,7*	1,55*

У НДІ механізації землеробства півдня України було проведено дослідження експлуатаційних показників роботи машинно-тракторного агрегату (МТА). Встановлено, що за роботи на суміші дизельного палива та МЕСО погіршується прийомистість двигуна трактора. Отримана кількісна оцінка цього процесу агрегату у складі трактора ХТЗ-121 з двигуном СМД-19Т та плугом ПЛН-4-35 (рис. 8.6).

Результати експлуатаційно-технологічної оцінки МТА у складі трактора ХТЗ-121 зі здвоєними колесами 23,1R26, зчепу СП-16, двох культиваторів КПС-4 з вісьмома боронами БТЗС-1,0 показали, що продуктивність агрегату в досліджуваному діапазоні не залежить від складу паливної суміші.

### **3. Використання газоподібних палив.**

Протягом однієї зміни двигун трактора працював на чистому нафтовому дизельному паливі, а протягом другої – на суміш, що містила 50 % метилового ефіру соняшникової олії. Практично однаковими є й інші експлуатаційно-технологічні показники, крім питомої витрати палива. За роботи двигуна на дизельному біопаливі вини були на 2,75 % вищі, що є закономірним внаслідок меншої теплоти згоряння біопалива.

Сьогодні більше ніж у 50 країнах світу активізувалися роботи щодо заміни нафтових палив на стиснутий природний газ. Це обумовлено тим, що вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах у 1,5-2 рази нижчий проти вихлопних газів дизельних двигунів; газ не має рідкої фази в газоповітряній суміші, що виключає змивання оливи зі стінок циліндрів, у результаті ресурс роботи двигуна збільшується в 1,5-2 рази, а заміна оливи проводиться в 2-2,5 рази рідше. Метан характеризується достатньо низьким озонотворюючим потенціалом і через свою хімічну інертність не бере участі у фотохімічних реакціях утворення смогу.

Слід зазначити, що в Україні є всі передумови для розвитку цього напрямку: налагоджено виробництво суцільнометалевих балонів на ВАТ “Бердичівський машинобудівний завод “Прогрес”, виробництво АГНКС на заводах “Сумигазмаш” та ВАТ „Сумське машинобудівне НВО ім. М.Фрунзе”. Розроблено конструкції паливної апаратури для різних типів двигунів, створена система сервісного обслуговування автомобілів, що працюють на СПГ. У структурі ДК "Укртрансгаз" уведено в експлуатацію 2 сервісних центри в Носівці та Горлівці, ще 8 планується побудувати найближчим часом.

Переведення тракторів на стиснений природний газ потребує незначної зміни їх компонування, що викликано монтажем газових балонів. На колісних тракторах тягового класу не більше 1,4 та гусеничних (ЛТЗ-55, ЮМЗ-6КЛ, МТЗ-80/82, ДТ-75) балони закріплюються на даху кабіни. На колісних тракторах тягового класу 3 та більше (К-700, К-701, Т-150К, ХТЗ-17221) газові балони монтуються на задній піврамі. Застосування газобалонного устаткування призводить до збі-

льшення експлуатаційної ваги (табл. 5.4 а, б). Це в свою чергу призводить до деякого зменшення продуктивності машинно-тракторного агрегату.

**Таблиця 5.4 а**

**Порівняльна характеристика тракторів базової моделі та їх газобалонних модифікацій**

Показник	К-701		К-700А		Т-150К	
	Базова модель	З ГБО	Базова модель	З ГБО	Базова модель	З ГБО
Номінальне тягове зусилля, кН	50	50	50	50	30	30
Номінальна потужність двигуна, кВт	198	198	158	172	122	122
Експлуатаційна вага, кг	13500	14750	12800	14050	8150	8850
Кількість газових балонів (ємність одного балону, л)		18/50		18/50		10/50
Витрата на номінальній потужності:						
дизельного палива, кг/година	51,8	10	38,0	8,0	29,0	5,9
Природного газу, м <sup>3</sup> /година	-	50,4	-	38,4	-	28,1

**Таблиця 5.4 б**

**Порівняльна характеристика тракторів базової моделі та їх газобалонних модифікацій**

Показник	МТЗ-82		ЮМЗ-6КЛ		ДТ-75	
	Базова модель	З ГБО	Базова модель	З ГБО	Базова модель	З ГБО
Номінальне тягове зусилля, кН	14	14	14	14	30	30
Номінальна потуж-	55	55	45	45	66	66



ність двигуна, кВт						
Експлуатаційна вага, кг	3600	3800*	3900	4100*	6350	6850
Кількість газових балонів (ємність одного балону, л)		4/51		4/51		7/50
Витрата на номінальній потужності:						
дизельного палива, кг/година	13,5	2,6	10,7	2,1	16,2	3,1
Природного газу, м <sup>3</sup> /година	-	13,2	-	10,2	-	16,0

Було проведено математичне моделювання роботи машинно-тракторного агрегату на базі сучасного вітчизняного трактора ХТЗ-17221. Для розрахунків брали ціни на травень 2007 року, які склали дизельне паливо – 4,20 грн/л, стиснений природний газ – 1,62 грн/л. При проведенні досліджень та аналізу ефективності використання газобалонного обладнання на тракторних двигунах при виконанні більшості сільськогосподарських операцій – основного та передпосівного обробітку ґрунту, внесення добрив та сівби, були одержані дані, які наведені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5

### Зміна економічних показників МТА за використання газобалонного обладнання

Показники	МТА без ГБО	МТА з ГБО	Зміна показників, %
Основний обробіток ґрунту ХТЗ-17221+ПГ-3-5			
Продуктивність, га/год	2,41	2,38	-1,2
Вартість пального, грн/га	53,53	30,73	-42,6
Сумарні витрати на операцію, грн/га	70,05	47,52	-32,2
Передпосівний обробіток ґрунту ХТЗ-17221+УСМК-5,4			
Продуктивність, га/год	4,31	4,07	-5,6
Вартість пального, грн/га	25,26	17,99	-28,8
Сумарні витрати на операцію, грн/га	37,84	30,93	-18,3
Внесення добрив ХТЗ-17221+РУП-14			

Продуктивність, га/год	12,59	12,45	1,2
Вартість пального, грн/га	10,26	5,88	42,6
Сумарні витрати на операцію, грн/га	16,50	12,26	25,7
Сівба ХТЗ-17221+СП-11+СЗ-3,6			
Продуктивність, га/год	7,67	7,48	2,8
Вартість пального, грн/га	16,84	9,79	41,9
Сумарні витрати на операцію, грн/га	24,32	17,58	27,7

Монтаж газобалонного обладнання приводить до збільшення ваги трактора, що тим самим підвищує питомий тиск на ґрунт і опір перекочування, через що зменшується швидкість МТА та відповідно і продуктивність на 1,2...5,6 %. Завдяки застосуванню більш дешевого газоподібного палива зменшується витрати на пальне. Цей позитивний ефект значно перевищує втрати від зменшення продуктивності. Зведені витрати на технологічні операції (грн/га) зменшуються на 18,3...32,2 %. Досвід використання газобалонного обладнання показує, що термін окупності інвестицій на переобладнання дизельного двигуна на газобалонний проходить за 1...3 роки, залежно від річного завантаження трактора.

#### 4. Особливості побудови тягових характеристик

Застосування газобалонного обладнання вносить деякі корективи у побутову тягової характеристики трактора. По-перше, збільшується експлуатаційна вага трактора, що призводить до незначного збільшення сили опору кочення. Її величину можна визначити за формулою:

$$P_{fГГБ} = f(G_m + G_{ГБО}), \quad (5.98)$$

де  $G_{ГБО}$  – вага газобалонного обладнання та запасу стисненого природного газу.

По-друге, на тягову характеристику потрібно нанести дві осі для визначення витрати моторного палива: дизельного та газоподібного.

У разі постійної погодинної витрати запальної дози дизельного палива на всіх режимах роботи двигуна, можна обмежитися однією віссю та будувати лише характеристику погодинної витрати газоподібного палива від кружного моменту.

По-третє, змінюється методика побудови характеристики, яка відображає залежність тягової питомої витрати палива від тягового зусилля. Це пов'язане з одночасним використанням рідкого та газоподібного палива, основні властивості яких суттєво різняться. Тому пропонується застосовувати поняття умовного палива  $b_{Ty}$  за формулою:

$$b_{Ty} = \frac{\left( B_d \frac{Q_d}{Q_y} + B_z \frac{Q_z}{Q_y} \right)}{N_T}, \quad (5.99)$$

де  $B_d$  та  $B_z$  – відповідно погодинні витрати дизельного та газоподібного палива;

$Q_d$ ,  $Q_z$ ,  $Q_y$  – нижча теплота згоряння відповідно дизельного, газоподібного та умовного палива.

Робочий процес швидкохідних бензинових двигунів, що використовуються на вантажних автомобілях, під час роботи на газоподібному паливі в основному ідентичний робочому процесу за роботи на бензині. Зміна потужності та економічних показників чотиритактного бензинового двигуна за переведення на систему живлення газоподібним паливом пояснюється різними величинами теплоти згоряння заряду горючої суміші, коефіцієнта наповнення та механічного ККД.

Теплота згоряння газоповітряної суміші (при  $\alpha = 1$ ) менша теплоти згоряння бензиноповітряної суміші, внаслідок чого потужність двигуна за роботи на газовому паливі зменшується: на тисненому природному газі на 16...20 %; на пропан-бутані на 7...11 %.

Однак після модернізації стандартний бензиновий двигун зможе на газоподібному паливі розвивати потужність, яка навіть зможе пе-

ревищить потужність відповідних бензинових моделей. Форсування газових модифікацій досягається в основному за рахунок підвищення ступеня стиснення та підвищенням ступеня наповнення. Такі заходи можуть бути легко здійснені на двигунах з підвісними клапанами, що дає можливість за роботи на скрапленому нафтовому газі повністю компенсувати втрати потужності (рис. 8.7).

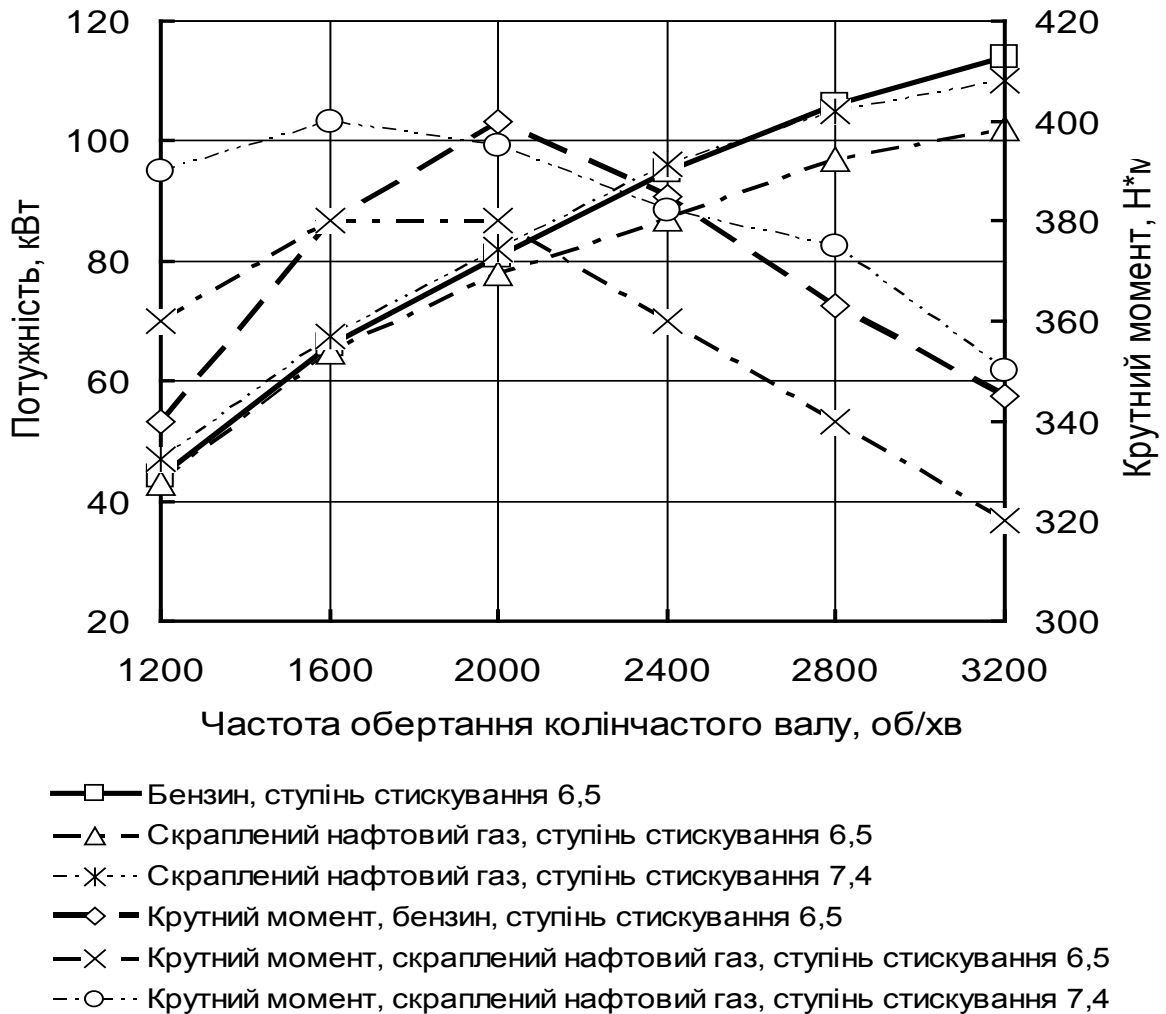
Використання газоподібного палива без модернізації двигуна призводить деякої зміни динамічної та економічної характеристики двигуна. Так зменшення крутного моменту призводить до відповідного погіршення динамічного фактору. Це відбувається не лише за рахунок зміни характеристики двигуна, а і внаслідок збільшення експлуатаційної ваги автомобіля з газобалонним обладнанням.

Зазнає зміни і економічна характеристика. Внаслідок зменшення потужності двигуна, зменшиться швидкість руху. При розрахунку економічної характеристики потрібно також врахувати збільшення експлуатаційної ваги автомобіля з газобалонним обладнанням.

Складніша ситуація у випадку, коли автомобіль обладнано дизельним двигуном і він працює за газодизельним циклом. Тому пропонується визначити витрату палива не в літрах на 100 км шляху, а в кілограмах умовного палива на 100 км шляху. Це пов'язано з відмінностями основних властивостей палива, які мають навіть різний агрегатний стан. Залежність визначення витрати палива на 100 км має наступний вид:

$$Q_{100y} = 100 \frac{(B_{\partial} Q_{\partial} + b_{e2} Q_2 N_e K_n K_N)}{V Q_y}, \quad (5.100)$$

де  $b_{e2}$  – питома витрата газоподібного палива.



**Рис. 5.17. Швидкісна характеристика двигуна ЗІЛ-130 та його газових модифікацій**

***Питання для самопідготовки та самоконтролю:***

1. Види альтернативних видів моторних палив.
2. Основні властивості рідких моторних палив.
3. Основні властивості газоподібних палив.
4. Вплив використання рідких біопалив на основні показники дизельних двигунів.
5. Вплив застосування біопалив на техніко-економічні показники машинно-тракторних агрегатів.

6. Вплив біопалив на екологічні показники сільськогосподарської техніки.
7. Вплив застосування газоподібних палив на техніко-економічні показники двигунів з іскровим запаленням.
8. Визначення доцільності використання альтернативних палив у машинно-тракторних агрегатах.
9. Визначення доцільності використання альтернативних палив вантажними автомобілями.
10. Залежність запасу ходу автомобілів від властивостей альтернативних палив.
11. Причина виникнення зацікавленості до альтернативних палив.
12. Екологічні показники біопалив.
13. Вплив застосування газоподібного обладнання на продуктивність МТА.
14. Вплив дизельних біопалив на динаміку МТА.
15. Порівняльна характеристика двигуна, що працює на традиційному паливі та біопаливі.