

Лекція 3. Сили опору руху. Рівняння силового та потужнісного балансу автомобіля. Прийомистість автомобіля

Сили опору руху

В загальному випадку руху автомобіля на нього діють сили опору :

$$\Sigma P_{on} = P_f \pm P_h + P_j + P_w \quad (2.30)$$

де: P_f – сила опору коченню;

P_h – сила опору підйому;

P_j – сила опору інерції;

P_w – сила опору повітря.

Сили опору P_f і P_w – діють завжди, P_h і P_j – тільки під час руху по дорозі із поздовжнім ухилом i , відповідно, під час руху з $v_a = v_{\text{varia}}$.

Сила опору коченню.

Сумарна сила опору коченню автомобіля дорівнює:

$$P_{fa} = \Sigma P_{fki} = \Sigma G_{ki} \cdot f_{ki} \quad (2.31)$$

де: P_{fki} – сила опору коченню i -того колеса;

G_{ki} – вертикальне навантаження на вісь i -того колеса;

f_{ki} – коефіцієнт опору коченню i -того колеса

Механічну енергію, яка підводиться до колеса, можна виразити у вигляді суми робіт, що виконуються при коченні:

$$E_k = A_{ш} + A_z + A_m + A_l + A_w \quad (2.32)$$

де: $A_{ш}$ – енергія, розсіяна в матеріалі шини (90-95% від E_k);

A_z – енергія витрачена на деформацію опорної поверхні;

A_m, A_l – енергія витрачена на тертя і подолання сил липкості;

A_w – енергія витрачена на подолання сил опору повітря.

Поділивши обидві частини цього рівняння на G_k і S – шлях пройдений колесом за одиницю часу, дістаємо шуканий коефіцієнт опору кочення колеса.

$$f = \frac{E_k}{G_k S} = f_{ш} + f_r + f_{ш} + f_l + f_w \quad (2.33)$$

Експериментальне визначення – при буксируванні

$$f_a = \frac{P_{fa}}{G_a} = \frac{P_{fa}}{\Sigma(Z_1 + Z_2)} \quad (2.34)$$

На значення f впливають: тип шини і її конструктивні особливості, тип і стан опорної поверхні, тиск повітря в шині.

Експериментально визначено, що при $v_a \leq 15$ м/с коефіцієнт опору коченню $f = f_0 = \text{const}$, а при збільшенні швидкості руху його значення зростає відповідно

емпіричній залежності:

$$f = f_0[1 + (0,006V_a)^2] \quad (2.35)$$

де: f_0 - коефіцієнт опору коченню при $v_a \leq 50$ км/год,
 v_a – поточне значення швидкості руху, км/год.

Значення коефіцієнта опору коченню залежить від типу опорної поверхні (табл.2.2):

Таблиця 2.2.

Значення коефіцієнта опору коченню

Тип і стан дорожнього покриття	f_0
1	2
Асфальтобетонна і цементобетонна дорога	
– у доброму стані	0,007-0,015
– у задовільному стані	0,015-0,02
Бруківка суха і мокра в доброму стані	0,025-0,030
Гравійна дорога в доброму стані	0,02-0,025
Грунтова дорога	
– суха	0,025-0,030
– мокра	0,050-0,15
– у період розпуття	0,10-0,25
Пісок	
– сухий	0,10-0,30
– мокрий	0,06-0,15
Зледеніла дорога, лід	0,015-0,03
Укочена сніжна дорога	0,03-0,05
Пухкий сніг	0,10-0,30

Сила опору підйому.

Автомобільна дорога і місцевість має багато підйомів і спусків, що чергуються між собою. Вони характеризуються кутом α , або ухилом дороги в частках:

$$i = \frac{H}{B} \quad (2.36)$$

де: H – перевищення на ділянці дороги;
 B – довжина ділянки.

В дорожній документації ухил позначають в проміллі (‰), наприклад ухил $i = 20$ ‰ відповідає ухилу $i = 2\%$, або $i = 0,02$).

Для доріг : 1 категорії: $i_{\max} = 0,03$;
 2 категорії: $i_{\max} = 0,04$;
 3 категорії: $i_{\max} = 0,05$;

4 категорії: $i_{\max} = 0,06$;

5 категорії: $i_{\max} = 0,07$.

З розглянутої раніше схеми сил, що діють на автомобіль в загальному випадку руху (рис.1.3), сила опору підйманню дорівнює :

$$P_h = - G_a \sin\alpha \quad (2.37)$$

На підйомі вона позитивна, на ухилі від'ємна .

З усіх сил опору руху з боку дороги діють тільки сили опору коченню і сили опору підйманню, тобто сумарна сила опору дороги:

$$P_\psi = P_f \pm P_h \quad (2.38)$$

В той же час при русі на ухил : $f = \frac{P_f}{G_a \cos\alpha}$, тобто

$$P_\psi = P_f \pm P_h = G_a \cos\alpha f \pm G_a \sin\alpha = (f \cos\alpha \pm \sin\alpha) G_a = \psi G_a \quad (2.39)$$

де: ψ – сумарний коефіцієнт опору дороги.

Сила опору повітря

Сила опору повітря P_w суттєво впливає на тягово-швидкісні і економічні властивості автомобіля, особливо при великих швидкостях .

Згідно з законами аеродинаміки

$$P_w = C_x \rho F \frac{v_a^2}{2} = K_w F v^2 \quad (2.40)$$

де: C_x – коефіцієнт лобового опору (коефіцієнт обтічності);

ρ – густина повітря;

F – площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його повздовжній осі (площа опору, площа міделевого перерізу);

v_a – швидкість відносного руху повітря і автомобіля;

K_w – емпіричний коефіцієнт опору повітря, $\text{H} \cdot \text{с}^2/\text{M}^4$.

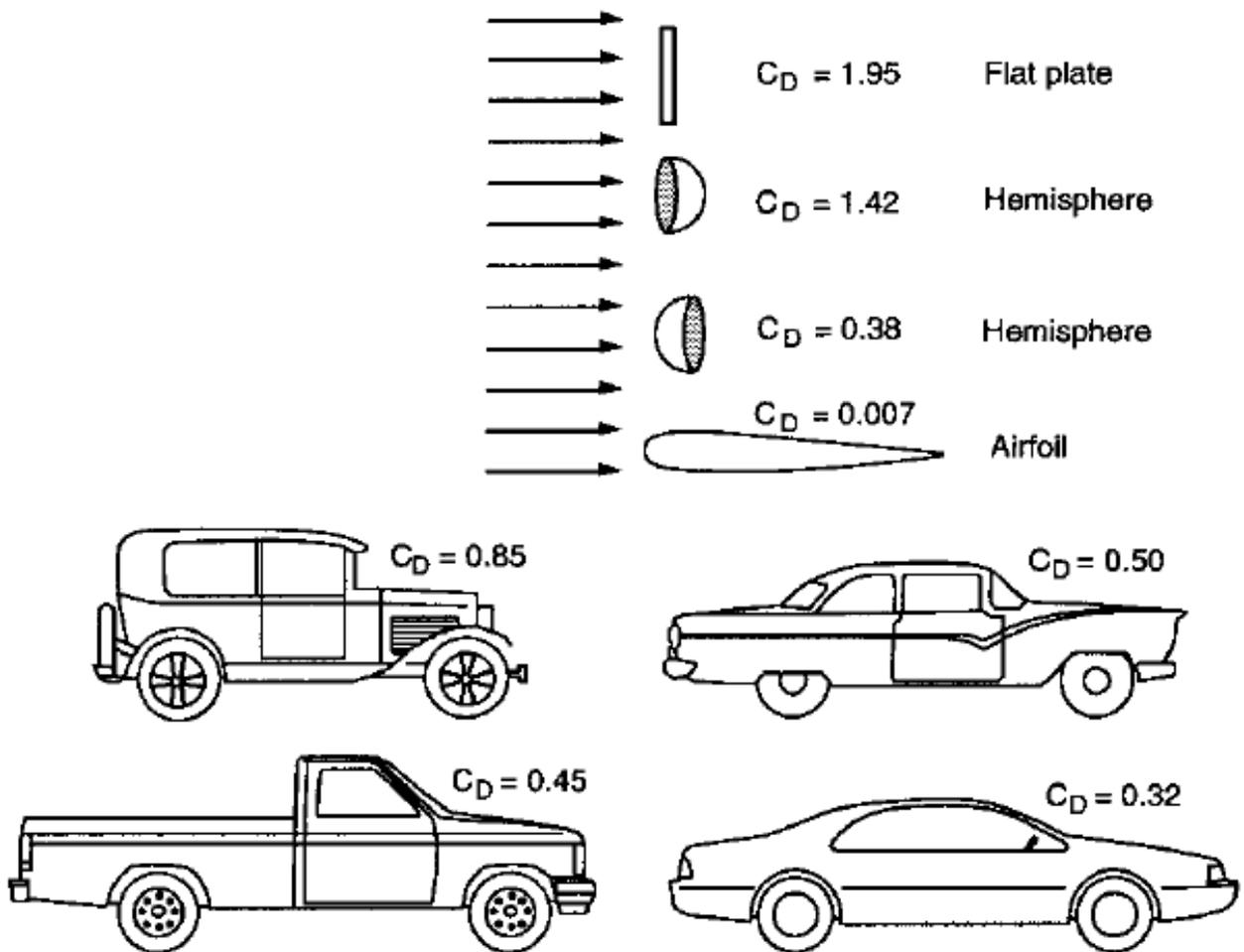


Рис. 2.10. Фактори залежності коефіцієнта аеродинамічного опору.

Площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну його поздовжній осі (площа опору, площа міделевого перерізу) дорівнює:

$$F = B \times H \quad (2.41)$$

де: B – колія автомобіля, м;

H – габаритна висота автомобіля, м.

Мінімальне на даний час значення $C_x \min$ має автомобіль з кузовом “Пініфарина”, що має бананоподібну форму.

Величина сили опору повітря P_w залежить від :

- величини і конфігурації фронтальної, задньої і бічної поверхонь – 55%;
- виступів і западин на поверхні – 10%;
- щілин та каналів внутрішніх потоків повітря – 10-15%;
- шорсткості поверхні – 10%;
- форми верхньої та нижньої частин кузова 5-10%.

Таблиця 2.3.

Значення коефіцієнтів опору повітря

Типи автомобілів	K_w , $\text{нс}^2/\text{м}^4$
Легкові	0,15 – 0,35
Вантажні	0,5 – 0,7
Автобуси	0,25 – 0,4
Автопоїзди	0,55 – 0,25

При визначенні сили опору повітря використовують також таку величину, як фактор опору повітря W , який визначається за формулою:

$$W = K_w \cdot F \quad (2.42)$$

звідки сила опору повітря:

$$P_w = W \cdot v_a^2 \quad (2.42)$$

Таблиця 2.4.

Орієнтовні чисельні значення фактору опору повітря

Тип автомобіля	W , $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$
1	2
Легкові автомобілі класів:	
- особливо малого	0,5...0,6
- малого	0,6...0,7
- середнього	0,75...0,85
- великого	0,85...0,95
Вантажні вантажопідйомністю:	
- до 1 т	1,2...1,5
	1,6...2,0
	2
- 1,1...2,5 т	2,1...2,8
- 2,6...4,0 т	2,9...3,5
- понад 4 т	
Автопоїзди причіпні:	3,9...4,0
- тягач з кузовом-фургоном і причепом-фургоном	4,3...4,4
- тягач з бортовою платформою і бортовим причепом	
Сідельні автопоїзди:	3,4...3,5
- тягач 4x2 з напівпричепом-фургоном	4,2...4,4
- тягач 6x4 з напівпричепом-фургоном	
Автобуси з кузовом вагонного типу середньої і великої пасажиромісткості	2,9...3,6

Сила опору розгону (інерції) автомобіля

Сила опору розгону P_j – це сила його інерції, що виникає під час руху автомобіля при збільшенні або зменшенні його швидкості (прискоренні або уповільненні).

При цьому частина сили тяги автомобіля при розгоні витрачається на подолання сил інерції мас, що рухаються поступально та тих, що обертаються:

$$P_j = P_{jn} + P_{jo} \quad (2.43)$$

де: $P_{jn} = M_a \frac{dV_a}{dt} = \frac{G_a}{g} \times \frac{dV_a}{dt}$ – сила інерції мас, що рухаються поступально;

$M_a = \frac{G_a}{g}$ – маса частин автомобіля, що рухаються поступально;

P_{jo} – сил інерції мас, що обертаються.

В свою чергу сила інерції мас, що обертаються, складається із двох частин, що утворені масами елементів трансмісії (P_{jm}) та масами коліс (P_{jk}):

$$P_{jo} = P_{jm} + P_{jk}, \quad (2.44)$$

які визначаються через моменти опору провертанню елементів трансмісії

$$M_{jm} = J_{ti} \frac{d\omega_{ti}}{dt}, \quad (2.45a)$$

та коліс

$$M_{jk} = J_{ki} \frac{d\omega_{ki}}{dt} \quad (2.45b)$$

В результаті із попередніх виразів отримуємо формулу для визначення сили інерції мас, що обертаються:

$$P_{jo} = \frac{M_{jt} + M_{jk}}{r_d} \quad (2.46)$$

Якщо виразити кутове прискорення деталей трансмісії і коліс автомобіля, то одержимо :

$$P_{jo} = J_{ti} u_k^2 u_o^2 \eta_{mp} \frac{dV_a}{dt} \times \frac{1}{r_d^2} + \sum J_{kl} \frac{dV_a}{dt} \times \frac{1}{r_d^2} \quad (2.47)$$

Тоді повна сила інерції дорівнює :

$$P_j = \frac{G_a}{g} \frac{dV_a}{dt} \left(1 + \frac{Jt \times u^2 \times \eta_{mp} \times g}{G_a \times r_d^2} u_k^2 + \frac{\Sigma Jk \times g}{G_a \times r_d^2} \right) \quad (2.48)$$

Вираз в дужках позначимо через σ (коефіцієнти, що враховують інерцію обертових мас)

$$\sigma = 1 + \sigma_1 u_k^2 + \sigma_2 \quad (2.49)$$

де: σ_1 і σ_2 – коефіцієнти, які враховують інерцію обертових мас двигуна, трансмісії і коліс.

В інженерних розрахунках приймають: $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,03 \dots 0,05$, тоді

$$\sigma = 1 + 0,04u_k^2 + 0,04 = 1,04 + 0,04u_k^2 \quad (2.50)$$

З урахуванням цього повна сила опору інерції:

$$P_j = \sigma \frac{G_a}{g} \times \frac{dV_a}{dt} \quad (2.51)$$

Тяговий баланс автомобіля.

Враховуючи схему сил, які в загальному випадку діють на автомобіль, спроектуємо їх на горизонтальну площину і отримаємо рівняння:

$$P_p = P_f \pm P_h + P_w \pm P_j \quad (2.52)$$

Сила тяги дорівнює:

$$P_p = \frac{M_e u_{ki} u_0 \eta_t}{r_d} \quad (2.53)$$

Тоді з урахуванням значень чил опору рівняння тягового балансу має вигляд (в розгорнутому стані)

$$\frac{M_e u_{ki} u_0 \eta_t}{r_d} = (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) G_a + k F V^2 \pm \frac{G_a}{g} \times \times \frac{dV_a}{dt} \left(1 + \frac{Jt \times u^2 \times \eta_t \times g}{G_a \times r_d^2} U k^2 + \frac{\Sigma Jk \times g}{G_a \times r_d^2} \right) \quad (2.54)$$

Графічне зображення тягового балансу, тобто тягові характеристики та сили опору в функціональній залежності від швидкості зветься тяговою діаграмою руху автомобіля:

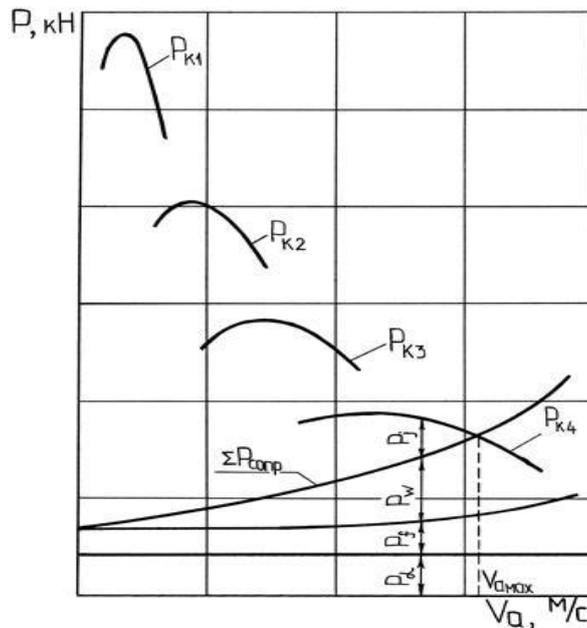


Рис.2.11. Тягова діаграма руху автомобіля

Крива сумарного опору $P_{\psi} + P_w$ – визначає силу тяги, необхідну для руху автомобіля з постійною швидкістю, коли крива P_p проходить вище від кривої $P_{\psi} + P_w$, то відрізок P_j між цими кривими є запалом сили тяги, яку може бути використана на підвищення швидкості та подолання опору дороги. Точка перетину кривої P_j та $P_{\psi} + P_w$ показує на найбільшу швидкість, яку може розвинути автомобіль в заданих умовах руху.

Тягова характеристика дозволяє вирішувати задачі, які пов'язані з рухом конкретного автомобіля. Наприклад, треба знайти швидкість автомобіля при русі по дорозі з коефіцієнтом опору ψ_1 . Маючи тягову характеристику автомобіля і побудувавши на ній криву $P_{\psi} + P_w$ графічно одержимо значення $V_{\max \psi 1}$.

Тягова характеристика є характеристикою певного автомобіля в абсолютних величинах. Тому з її допомогою не можна порівнювати тягово-швидкісні характеристики автомобілів з різними масами, тому що в їх колові сили на колесах будуть різні. В зв'язку з цим замість тягової характеристики використовують динамічну характеристику автомобіля.

Динамічний фактор визначають за рівнянням :

$$D = (P_p - P_w) / (G_a) \quad (2.55)$$

де: $P_p - P_w$ – залишкова сила тяги, яка може бути використана на подолання сил опору дороги та розганяння автомобіля;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля.

Тобто динамічний фактор являє собою питому надлишкову силу тяги

автомобіля .

Вживаючи поняття динамічного фактора, рівняння тягового балансу автомобіля можна записати так :

$$D = f \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \frac{\sigma}{g} \times \frac{dV}{dt} , \quad (2.56)$$

або
$$D = \psi \pm \frac{\sigma}{g} \times \frac{dV}{dt} \quad (2.57)$$

При усталеному русі на горизонтальній ділянці дороги $D = \psi$, що дозволяє знайти швидкість автомобіля в заданих умовах , наприклад при ψ_1 і ψ_2 та інш.

За допомогою динамічної характеристики можна порівнювати автомобілі із різним завантаженням. В той же час, динамічна характеристика автомобіля розраховується при його повному навантаженні , якщо ж навантаження змінюється то змінюється і динамічна характеристика.

Динамічна характеристика автомобіля з повним навантаженням має вигляд :

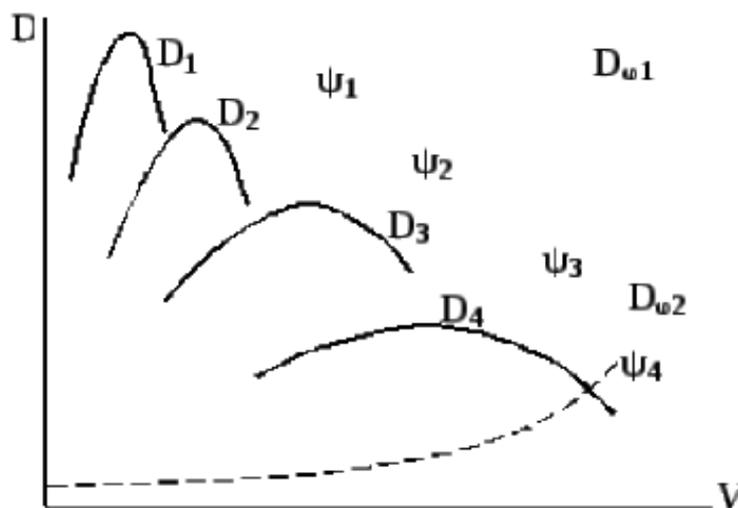


Рис.2.12. Динамічна характеристика автомобіля

При частковому завантаженні автомобіля динамічний фактор визначається за виразом:

$$D' = D \frac{Ga'}{Ga} \quad (2.58)$$

Динамічна характеристика автомобіля при змінній вазі зображують в двох координатних чвертях, у першій – з номінальною повною вагою, у другій – в координатах $OD - OD'$

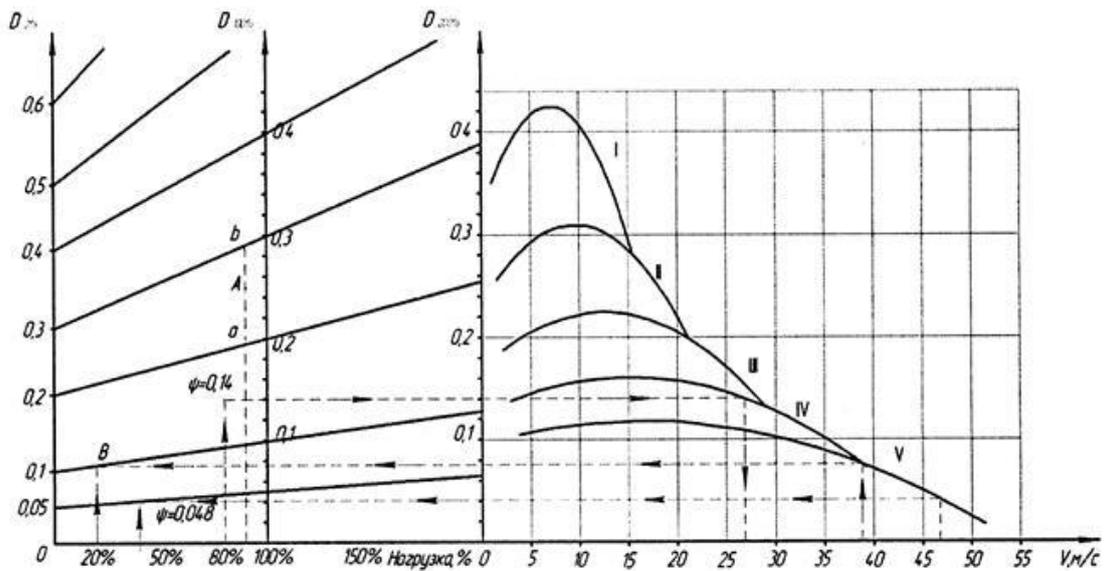


Рис.2.13. Динамічна характеристика автомобіля при його частковому завантаженні

Враховуючи те, що $D' = D \frac{Ga'}{Ga}$, тобто $\frac{D'}{D} = \frac{Ga'}{Ga}$. Тому при $D' = D$ $\text{tg}\alpha = 1$, $\alpha = 45^\circ$.

По динамічній характеристиці автомобіля при змінній вазі можна визначити швидкості автомобіля при різних ψ_1 і G_a'

Розглянуті показники динамічний фактор автомобіля і динамічна характеристика автомобіля характеризують його потенційні можливості з урахуванням параметрів двигуна і трансмісії. Зубчасте колесо – зубчаста рейка.

Тому щоб динамічна характеристика була придатною до оцінки реально тягово-зчіпних властивостей, на неї треба накласти обмеження динамічного фактору по коефіцієнту зчеплення з опорною поверхнею.

Сила зчеплення, яка обмежує силу тяги :

$$P_\varphi = P_{pmax} = m_2 G_2 \varphi \quad (2.59)$$

де: m_2 – коефіцієнт зміни нормальних реакцій на колесах задньої осі;

$m_2 = Z_2/G_2$, при розганянні $m_2 = 1,2 - 1,35$;

G_2 – вага, яка припадає на задні колеса нерухомого авто.

φ - коефіцієнт зчеплення.

За умов обмеження коефіцієнту зчеплення φ використовується дросельний режим руху автомобіля (зменшення подачі пального).

Зі збільшенням відношення $\frac{G_2}{G}$ прохідність автомобіля поліпшується.

Потужнісний баланс автомобіля

Фізична суть потужнісного балансу автомобіля міститься в тому, що він відображає, на що витрачається потужність двигуна:

$$N_e = N_{mp} \pm N_f + N_h + N_w \pm N_j \quad (2.60)$$

де: N_{mp} – потужність витрат на тертя в трансмісії:

$$N_{mp} = N_e - N_e \times \eta_{mp} = N_e(1 - \eta_{mp})$$

$N_f = P_{fa} \times V_a = G_{af} \cos \alpha \times V_a$ – потужність, що витрачається на подолання опору коченню;

$N_h = P_h \times V_a = G_a \sin \alpha \times V_a$ – потужність, що витрачається на подолання опору підйому;

$N_w = P_w \times V_a = KFV_a^3$ – потужність, що витрачається на подолання опору повітря

$N_j = P_j \times V_a = \sigma \frac{G_a}{g} \times V_a \frac{dv_a}{dt}$ – потужність, що витрачається на подолання опору інерції.

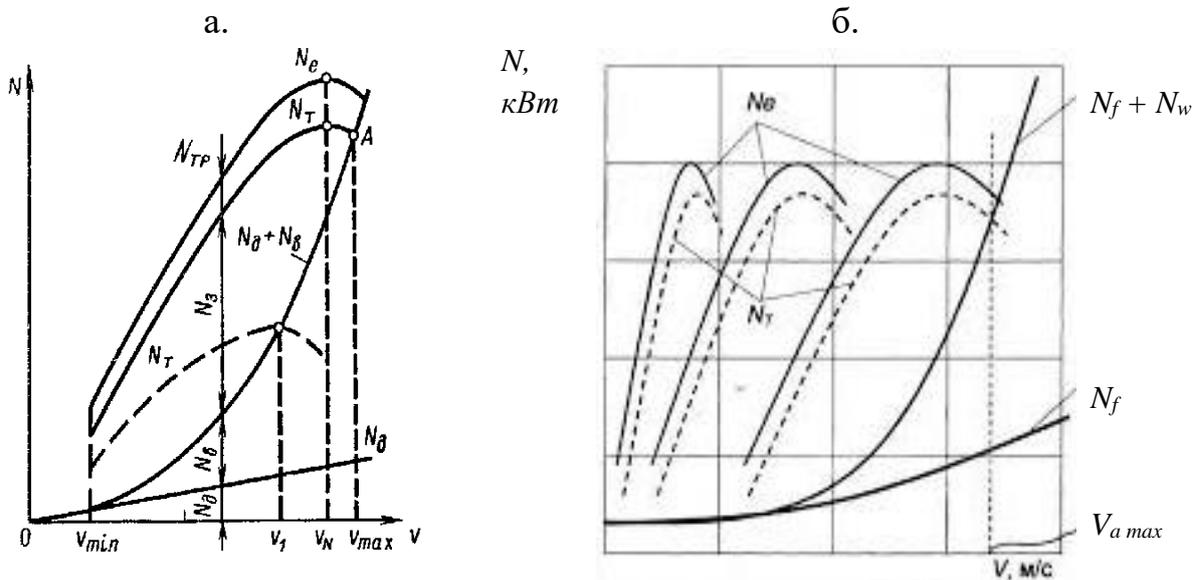


Рис.2.14. Потужнісна діаграма автомобіля на вищій і на 1-4 передачах

Залежність $N = f(V_a)$ зветься потужнісною діаграмою руху автомобіля.

Графіки потужнісної діаграми будують в такій послідовності :

1- побудова кривої потужності N_e по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна (крива 1);

2- від даних , відповідних кривій 1 віднімають ординати потужності N_{mp} і будують криву потужності, підведеної до коліс N_k ;

3- побудова кривих витрат потужності на подолання опору дороги і повітря.

Оцінка тягово – швидкісних властивостей автомобіля

Найважливішим показником швидкісних властивостей автомобіля є технічна швидкість його руху:

$$V_T = \frac{S}{t} \quad (2.61)$$

Нормативні документи, які визначають методи швидкісних властивостей, наводять показники, за якими можна провести порівняльну оцінку цих властивостей з урахуванням умов експлуатації.

Основними оціночними показниками є максимальна швидкість і характеристики прийомистості.

Максимальна швидкість автомобіля – це найбільша швидкість якої він досягає на горизонтальній ділянці дороги.

Прийомистість автомобіля – це його здатність інтенсивно збільшувати швидкість руху. До неї належать :

- швидкісні характеристики “розганяння – вибіг”;
- розганяння на вищій та передуючій їй передачі;
- час розганяння на ділянках 400м і 1000м;
- час розганяння до заданої швидкості.

При випробуваннях також визначають швидкісну характеристику автомобіля при русі по дорозі із змінним профілем та максимальний підйом, який може подолати.

Ці характеристики можна отримати внаслідок графічного розв’язування рівняння тягового балансу автомобіля, використавуючи тягові і динамічні характеристики , або аналітично.

Максимальну швидкість автомобіля, а також максимальну швидкість при заданому опорі дороги можна визначити його тягові, або динамічні характеристики.

Для знаходження з тягової характеристики максимального кута підйому, який може подолати автомобіль, визначають максимальну колову силу P_{pmax} при $j_a = 0$, $P_w = 0$, тобто $P_{pmax} = (f + i_{max}) G_a$, $i_{max} = \frac{P_{pmax}}{G_a} - f$ або по його динамічній характеристиці: $i_{max} = D_{max} - f$.

Оцінку прийомистості автомобіля розрахунковим шляхом можна приводити

за максимально можливим прискоренням, а також за графіком прискорень:

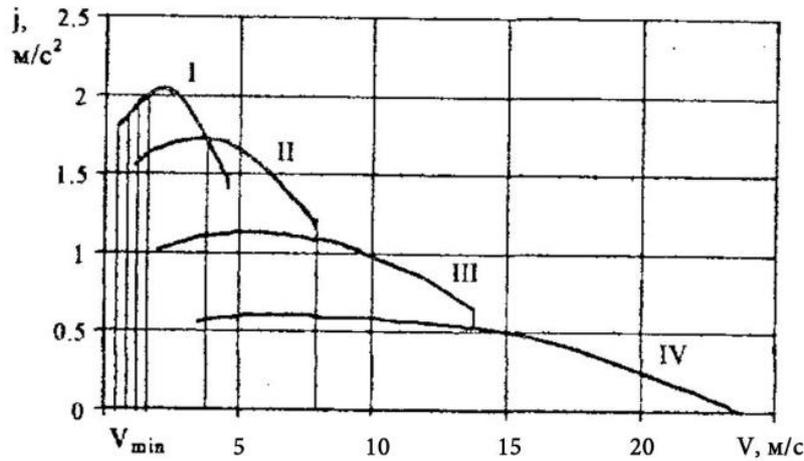


Рис.2.15. Графік прискорень автомобіля

Максимально можливі прискорення при русі в заданих умовах обчислюють з використанням динамічної характеристики:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\sigma} (D - \psi) \quad (2.62)$$

Час розганання автомобіля на певній передачі від швидкості V_{min} до швидкості V_{max} знаходять з таких співвідношень:

$$j = \frac{dV}{dt}; \quad dt = \frac{dV}{j}; \quad t = \int_{v_{min}}^{v_{max}} \frac{dV}{j} \quad (2.63)$$

Інтегрують цей вираз чисельним методом вважаючи, що в мінливому інтервалі швидкостей $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$ рух автомобіля є рівноприскореним, причому $j = \frac{j_i + j_{i-1}}{2}$. Час руху автомобіля в інтервалі Δt_i при зростанні швидкості на ΔV_i визначається за законом рівномірного руху:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta v_i}{j_{сер}} = \frac{2\Delta v_i}{(j_i + j_{i-1})} = \frac{2(v_i - v_{i-1})}{g[(D_i + D_{i+1}) - (\psi_i + \psi_{i-1})]} \quad (2.64)$$

Сумарний час розганання автомобіля на k -тій передачі від V_{kl} до V_{kmax} знаходить, підсумовуючи час розганання в інтервалах.

Шлях розганання визначається за наступним виразом:

$$S = \int V dt \quad (2.65)$$

Величину S визначають чисельними методами. При рівномірному русі в інтервалі швидкостей $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$ шлях, який проходить автомобіль, дорівнює:

$$\Delta S_i = V_{cp} \cdot \Delta t = \frac{(v_i + v_{i-1})}{2} \Delta t \quad (2.66)$$

При розганянні від швидкості V_{kmin} до V_{kmax} шлях розганяння:

$$S = \Sigma \Delta S_i \quad (2.67)$$

Характеристики вибігу можна визначити з рівняння тягового балансу при за умови: $P_p = 0$. Час і шлях, протягом яких швидкість зменшиться від V_1 до V_2 визначають за формулами :

$$t = \int \frac{dV}{j} ; \quad S = \int V dt, \quad (2.68)$$

а сповільнення - за формулою:

$$J_{cn} = - \frac{g}{\sigma} \left(\psi + \frac{kFV^2}{Ga} \right) \quad (2.69)$$

Швидкісна характеристика «розганяння – вибіг» представлена на рис.2.15.

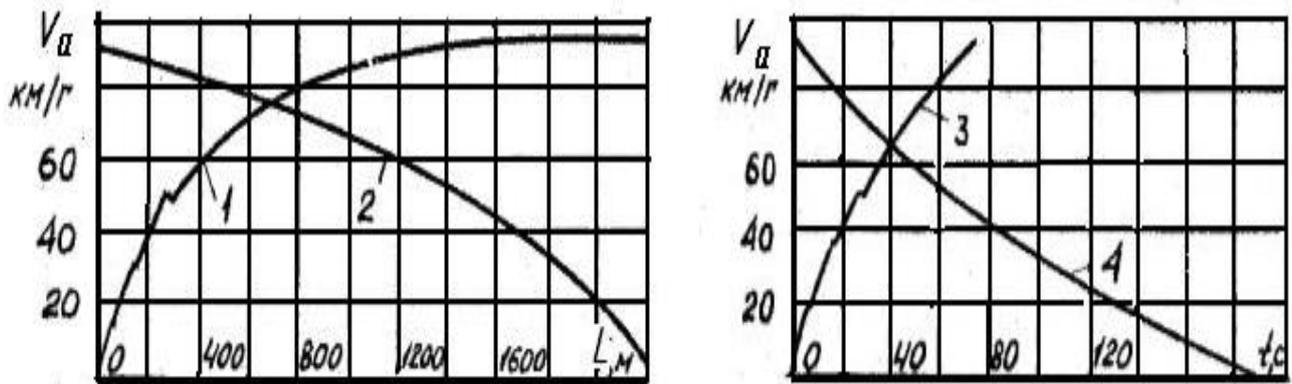


Рис.2.16. Швидкісна характеристика «розганяння – вибіг»