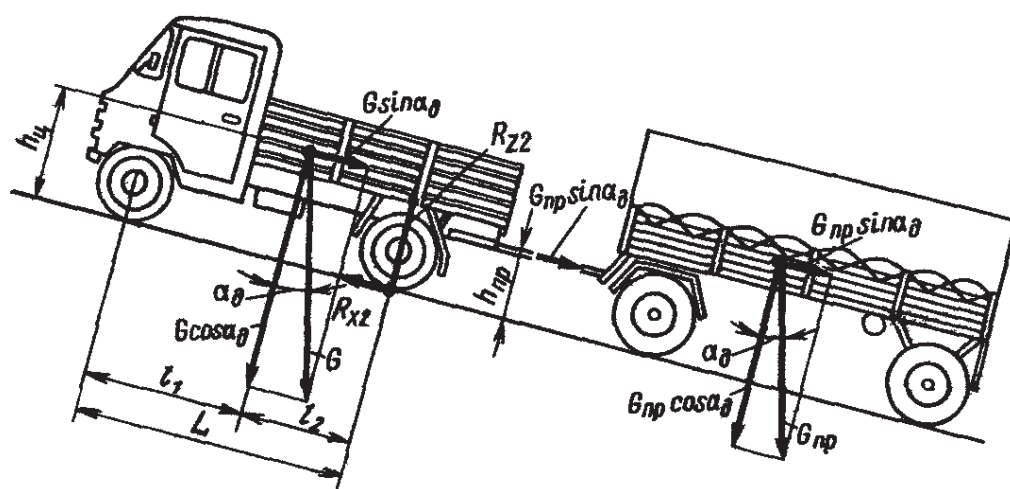


Міністерство освіти і науки України
Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана
Франка

Кафедра технологічної та професійної освіти

ТЕОРІЯ АВТОМОБІЛЯ:
практичні заняття



УДК 629.33(075.8)
ББК 39.33я73
С 42

Рекомендовано до друку вченою радою Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка
(протокол №3 від 19.03.2009 р.)

Скварок Ю.Ю. Теорія автомобіля: практичні заняття. – Видання 2-е перероблене, доповнене. – Дрогобич: Редакційно-видавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, 2021. – 43 с.

Навчальний посібник відповідає змісту робочої програми навчальної дисципліни «Теорія автомобіля», яка є освітнім компонентом освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти «Професійна освіта (Транспорт, обслуговування та ремонт автомобілів)».

Посібник містить задачі з усіх розділів дисципліни та основні теоретичні викладки і довідкові дані, потрібні для проведення розрахунків.

Призначений для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальностями автомобільного профілю.

Рецензенти: **Столярчук Ігор Дмитрович**, доктор фізико-математичних наук, професор, завідувач кафедри фізики Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка;

Малик Володимир Яркович, кандидат технічних наук, доцент, голова циклової комісії автомобільного транспорту та енергетичного машинобудування, викладач вищої категорії Державного вищого навчального закладу «Дрогобицький коледж нафти і газу».

© Ю.Ю.Скварок, 2009, 2021

ЗМІСТ

Вступ	4
Тема № 1. Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та тягової характеристики автомобіля.....	5
Тема № 2. Сили, що діють на автомобіль.....	9
Тема № 3. Тягово-швидкісні властивості автомобіля.....	14
Тема № 4. Гальмівні властивості автомобіля.....	19
Тема № 5. Стійкість автомобіля.....	22
Тема № 6. Керованість автомобіля.....	25
Тема № 7. Прохідність автомобіля.....	28
Тема №8. Плавність руху автомобіля.....	33
Тема №9. Паливна економність автомобіля	36
Список використаних джерел.....	40
Додатки.....	41

Вступ

Посібник містить задачі з навчальної дисципліни «Теорія автомобіля». До кожної задачі наводяться короткі теоретичні відомості та методичні вказівки для її виконання, таблиці для розрахованих даних та графіки, на яких відображена якісна зміна параметрів, що розраховуються чи досліджуються у задачі.

У додатку подана таблиця, що містить 10 варіантів вихідних даних для розв'язування задач. Значення деяких параметрів, необхідних для розв'язку задачі, подані безпосередньо в умовах задач, або у методичних вказівках до них.

Тема № 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна та тягова характеристика автомобіля

Задача 1.1. Побудувати зовнішню швидкісну характеристику двигуна автомобіля, вказаного викладачем (варіант завдання вибирається з таблиці додатку 1).

Значення $N_{e\max}$ та n_{eN} для конкретного двигуна взяти з технічної характеристики двигуна, наведеної у завданні. Крутний момент двигуна визначити за співвідношенням, наведеним у методичних вказівках.

Результати обчислень записати в таблицю 1.1 і за отриманими залежностями побудувати зовнішню швидкісну характеристику двигуна. Обчислити коефіцієнт пристосованості двигуна.

Задача 1.2. Побудувати тягову характеристику автомобіля. Значення ω_e та M_e взяти з таблиці 1.1. Результати обчислень записати в таблицю 1.2.

Методичні вказівки

1.1. Швидкісна характеристика поршневого двигуна внутрішнього згорання відображає залежність потужності N_e , крутного моменту M_e і питомої витрати палива g_e від частоти обертання n_e (кутової швидкості ω_e) колінчастого вала двигуна. Швидкісна характеристика двигуна, що працює при повністю відкритій дросельній заслінці чи повній подачі палива в циліндри, називається зовнішньою швидкісною характеристикою. Від неї значною мірою залежать тягово-швидкісні властивості автомобіля.

Найважливіші параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна наступні:

$N_{e\max}$ – максимальна ефективна потужність;

$M_{e\max}$ – максимальний ефективний крутний момент;

n_{eN} ; ω_{eN} – частота обертання (кутова швидкість) колінчастого вала при максимальній ефективній потужності;

n_{eM} ; ω_{eM} – частота обертання (кутова швидкість) колінчастого вала при максимальному ефективному крутному моменті;

Таблиця 1.1. Розрахункові значення для побудови зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

λ	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
n_e , об/хв										
ω_e , рад/с										
N_e , Вт										
M_e , Нм										

Таблиця 1.2. Розрахункові значення для побудови тягової характеристики автомобіля

I передача $u_{тр} =$ $\eta_{тр} =$	ω_e									
	v									
	P_T									
II передача $u_{тр} =$ $\eta_{тр} =$	ω_e									
	v									
	P_T									
III передача $u_{тр} =$ $\eta_{тр} =$	ω_e									
	v									
	P_T									
IV передача $u_{тр} =$ $\eta_{тр} =$	ω_e									
	v									
	P_T									
V передача $u_{тр} =$ $\eta_{тр} =$	ω_e									
	v									
	P_T									

M_{eN} – ефективний крутний момент при максимальній потужності;

$k = \frac{M_{e\max}}{M_{eN}}$ – коефіцієнт пристосованості двигуна;

$n_{eM} \leq n_e \leq n_{eN}$ – робочий діапазон частот обертання колінчастого вала двигуна.

Від $N_{e\max}$ залежить максимальна швидкість руху автомобіля, а від $M_{e\max}$ – максимальна сила тяги. Чим вищий коефіцієнт пристосованості і чим більший робочий діапазон частот обертання колінчастого вала двигуна, тим динамічніший автомобіль.

Зовнішні швидкісні характеристики двигунів отримують під час стендових досліджень. Це потребує наявності спеціального обладнання.

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики можна скористатися емпіричним рівнянням, яке з достатньою точністю описує експериментальну криву $N_e = f(n_e)$

$$N_e = N_{e\max} (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3),$$

де $\lambda = \frac{n_e}{n_{eN}} = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}}$ – відношення поточної частоти обертання (кутової швидкості) n_e (ω_e) до частоти (кутової швидкості) n_{eN} (ω_{eN}) при максимальній потужності; а, в, с – емпіричні коефіцієнти (для бензинових двигунів $a=v=c=1$, для дизелів з однопорожнинними камерами згорання $a=0,53$; $v=1,56$; $c=1,09$).

Це рівняння використовують для побудови кривої $N_e = f(n_e)$, якщо стендової зовнішньої характеристики немає, а відомі $N_{e\max}$ та n_{eN} . При цьому обчислення проводять від значень $\lambda = 0,2$ до $\lambda_{\max} = 1,2$ для бензинових двигунів і $\lambda_{\max} = 1,0$ для дизелів.

Крива $M_e = f(n_e)$ будується після обчислення поточних значень потужності N_e за залежністю:

$$M_e = \frac{30N_e}{\pi n_e} = \frac{N_e}{\omega_e}.$$

1.2. Тяговою характеристикою автомобіля називають графік залежності сили тяги на ведучих колесах від швидкості руху автомобіля.

Швидкість руху автомобіля визначається за формулою:

$$v = \omega_k r = \frac{\omega_e r}{u_{\text{тр}}},$$

де r – радіус колеса, $u_{\text{тр}}$ – передатне число трансмісії.

Статичний радіус колеса визначається за залежністю:

$$r_c = 0,5d + \lambda_{\text{ш}}H,$$

де d – посадочний діаметр шини, H – висота профілю шини, $\lambda_{ш}$ – коефіцієнт вертикальної деформації шини ($\lambda=0,85 - 0,87$). Для розрахунків приймаємо $r=r_c$.

Сила тяги на ведучих колесах обчислюється за формулою:

$$P_T = \frac{M_T}{r} = \frac{M_e u_{тр} \eta_{тр}}{r},$$

де $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Передатне число трансмісії:

$$u_{тр} = u_k u_0 u_d,$$

де u_k – передатне число коробки передач, u_0 – передатне число головної передачі, u_d – передатне число додаткового редуктора.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії:

$$\eta_{тр} = 0,98^k 0,97^l 0,99^m,$$

де k – число пар циліндричних зубчастих коліс у трансмісії, що передають крутний момент; l – число пар конічних зубчастих коліс; m – число карданних шарнірів; 0,98, 0,97 та 0,99 відповідно коефіцієнти корисної дії однієї пари циліндричних зубчастих коліс, однієї пари конічних зубчастих коліс, одного карданного шарніра.

Таблиця 1.3. Наближені значення коефіцієнта $k = (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3)$

λ	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
Значення k для бензинових двигунів	0,232	0,363	0,496	0,625	0,744	0,847	0,928	0,981	1,0	0,98
Значення k для дизелів	0,152	0,258	0,376	0,50	0,624	0,742	0,848	0,936	1,0	-

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 8–16.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 26–30.

Тема № 2. Сили, що діють на автомобіль

Задача 2.1. Визначити вільний, статичний, динамічний радіуси, а також радіус кочення еластичного колеса. Оцінити граничні значення радіуса кочення у випадках буксування та блокування коліс.

Задача 2.2. Визначити найменшу v_{\min} та найбільшу v_{\max} швидкості автомобіля, використовуючи граничні значення n_e , u_k , u_d .

Задача 2.3. Визначити найменше f_{\min} та найбільше f_{\max} значення коефіцієнта опору коченню колеса, що відповідають швидкостям V_{\min} та V_{\max} .

Задача 2.4. Визначити сили опору коченню при русі автомобіля на прямій передачі з швидкістю, що відповідає $n_e = n_N$, на дорозі з кутом повздовжнього нахилу $\alpha = 7^\circ$ та на горизонтальній дорозі.

Задача 2.5. Розрахувати значення сил опору підйому та сил сумарного опору дороги, використовуючи умови попередньої задачі.

Задача 2.6. Визначити сили опору повітря при русі автомобіля на прямій передачі з швидкостями, що відповідають частотам обертання вала $0,5n_N$ двигуна та n_N . Визначити співвідношення між отриманими значеннями сил опору повітря.

Задача 2.7. Для заданого автомобіля визначити найменше δ_{\min} та найбільше δ_{\max} значення коефіцієнта інерції обертових мас та розрахувати відповідні сили опору розгону при русі з прискоренням $0,25 \text{ м/с}^2$.

Задача 2.8. Визначити найбільше та найменше тягові зусилля, які може розвинути автомобіль, рухаючись зі сталою швидкістю, якщо його двигун працює у режимі зовнішньої швидкісної характеристики з частотою обертання вала $n_e = n_M$.

Задача 2.9. Знайти, при яких значеннях коефіцієнта зчеплення може бути реалізоване максимальне тягове зусилля, одержане в попередній задачі, якщо: а) ведучими є передні колеса; б) ведучими є задні колеса; в) при всіх ведучих колесах. Вважати, що кут нахилу дороги $\alpha = 7^\circ$.

Задача 2.10. Визначити статичні вертикальні реакції на передні та задні колеса нерухомого автомобіля, а також відповідні динамічні вертикальні реакції, які виникають при розгоні автомобіля на горизонтальній дорозі з максимальним тяговим зусиллям, визначеним у задачі 2.8. Розрахувати коефіцієнти динамічної зміни навантажень на осі автомобіля.

Методичні вказівки

2.1. При взаємодії автомобільного колеса з дорогою відбувається деформація шини, а також проковзування елементів протектора відносно поверхні дороги. Прийнято розрізняти такі радіуси еластичного колеса: вільний, статичний, динамічний та радіус кочення колеса.

Вільний радіус колеса r_v визначається як половина зовнішнього діаметра D_3 колеса, яке не навантажене зовнішніми силами.

Статичний радіус r_c – це відстань від центра нерухомого колеса, навантаженого вертикальною силою, до опорної поверхні дороги,

$$r_c = 0,5d + \lambda_{ш}H,$$

де d – посадочний діаметр ободу шини; $\lambda_{ш}$ – коефіцієнт вертикальної деформації шини; H – висота профілю шини.

Під динамічним радіусом r_d розуміють відстань від центра рухомого колеса до опорної поверхні дороги. На дорогах з твердим покриттям вважають $r_d=r_c$. Радіус кочення колеса визначається відношенням:

$$r_k = v_k/\omega_k,$$

де v_k – поступальна швидкість колеса, ω_k – кутова швидкість колеса.

Радіус кочення змінюється в широких межах залежно від ступеня пробуксовування чи проковзування колеса. Для буксуючого колеса $v_k=0$, а для колеса, що рухається юзом (заблокованого), $\omega_k=0$.

Для розрахунків у наступних задачах приймаємо

$$r=r_c=r_d=r_k.$$

2.2. При поступальному русі автомобіля його швидкість (у м/с)

$$v = \frac{r n_e}{9,55 u_0 u_k u_d},$$

де n_e – частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ; u_0 – передатне число головної передачі; u_k – передатне число коробки передач; u_d – передатне число додаткової коробки.

Граничні значення частоти обертання вала двигуна можна задати співвідношеннями:

$$n_{\min}=0,1n_N; \quad n_{\max}=n_V=\beta_V n_N,$$

де n_N – частота обертання вала двигуна, що відповідає максимальній потужності; n_V – частота обертання вала двигуна, що відповідає максимальній швидкості автомобіля; β_V – коефіцієнт, що враховує співвідношення між частотами обертання n_V та n_N . Для легкових автомобілів з бензиновим двигуном $\beta_V=1,2$; для вантажних автомобілів з бензиновим двигуном $\beta_V=0,93$; для дизелів $\beta_V=0,98$.

2.3. Коефіцієнт опору коченню

$$f = f_0 + k_f v^2,$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості (при розрахунках прийняти $f_0=0,014$); k_f – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості $k_f=7*10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$.

2.4.–2.6. Сили опору рухові автомобіля визначаються за формулами:

- сила опору коченню

$$P_K = fG \cos \alpha;$$

- сила опору підйому

$$P_{\Pi} = G \sin \alpha;$$

- сила опору дороги

$$P_D = P_K \pm P_{\Pi} = (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) G = \psi G;$$

- сила опору повітря

$$P_B = k_B F_B v^2;$$

- сила опору розгону

$$P_i = \delta_{об} m dv/dt.$$

У наведених формулах: G – сила ваги автомобіля; m – маса автомобіля; α – кут повздовжнього нахилу дороги; ψ – коефіцієнт сумарного опору дороги; k_b – коефіцієнт опору повітря; F_b – площа лобового опору автомобіля; $\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування обертових мас; dv/dt – прискорення автомобіля.

При розрахунках прийняти для легкових автомобілів $k_b=0,32$, для вантажних – $k_b=0,65$.

Площа лобового опору автомобіля може бути наближено визначена за формулою:

- для легкових автомобілів $F_b=0,78B_aH_a$;

- для вантажних автомобілів $F_b=BH_a$,

де B_a і H_a – найбільші ширина і висота автомобіля, B – колія автомобіля.

2.7. Коефіцієнт врахування інерції обертових мас:

$$\delta_{об} = 1 + \frac{1}{mr_d r_k} I_M (u_k u_0 u_d)^2 \eta_{тр} + \frac{1}{mr_d r_k} \sum I_k,$$

де I_M – момент інерції маховика та пов'язаних з ним обертових мас трансмісії; $\eta_{тр}$ – ККД трансмісії; $\sum I_k$ – сума моментів інерції усіх коліс, m – маса автомобіля.

2.8. Для подолання сил опору рухові автомобіля на його ведучих колесах необхідно створити відповідне тягове зусилля. При усталеному русі тягове зусилля:

$$P_T = \frac{M_e u_0 u_k u_d \eta_{тр}}{r_d},$$

де $M_e=M_{e_{max}}$ з зовнішньої швидкісної характеристики.

$P_{T_{max}}$ визначається на першій передачі, а $P_{T_{min}}$ на найвищій.

2.9. Коефіцієнт зчеплення, при якому може бути реалізоване відповідне тягове зусилля, визначається за формулами:

при передніх ведучих колесах:

$$\varphi = \frac{P_T (l_1 + l_2)}{l_2 G \cos \alpha - P_T h_{ц}};$$

при задніх ведучих колесах:

$$\varphi = \frac{P_T(l_1 + l_2)}{l_1 G \cos \alpha + P_T h_{\text{ц}}};$$

при усіх ведучих колесах:

$$\varphi = \frac{P_T}{G \cos \alpha}.$$

У цих формулах l_1 , l_2 , $h_{\text{ц}}$ – відстань від центра мас автомобіля відповідно до передньої і задньої осей та опорної поверхні дороги (у м).

2.10. Динамічні вертикальні реакції, що діють на колеса автомобіля під час його руху, відрізняються від статичних вертикальних реакцій, що мають місце у випадку нерухомого автомобіля.

Статичні вертикальні реакції, що діють на колеса передньої G_1 та задньої G_2 осей, визначаються за формулами:

$$G_1 = G \frac{l_2}{L}; \quad G_2 = G \frac{l_1}{L},$$

де L – база автомобіля.

Динамічні вертикальні реакції, що діють на колеса автомобіля при русі горизонтальною дорогою, можна наближено (нехтуючи коефіцієнтом опору коченню та опором повітря) визначити з таких виразів:

$$R_{z1} = \frac{Gl_2 - P_T h_{\text{ц}}}{L} = G_1 - P_T \frac{h_{\text{ц}}}{L}; \quad R_{z2} = \frac{Gl_1 + P_T h_{\text{ц}}}{L} = G_2 + P_T \frac{h_{\text{ц}}}{L}.$$

Відношення відповідних вертикальних реакцій називають коефіцієнтами динамічної зміни навантажень на передню m_{p1} та задню m_{p2} осі автомобіля:

$$m_{p1} = \frac{R_{z1}}{G_1}; \quad m_{p2} = \frac{R_{z2}}{G_2}.$$

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С.16–30.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 31–39.

Тема № 3. Тягово-швидкісні властивості автомобіля

Задача 3.1. Розрахувати передатне число головної передачі.

Задача 3.2. Визначити передатне число першої передачі та перевірити його на можливість реалізації за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Задача 3.3. Визначити передатні числа другої, третьої і т.д. передач коробки передач.

Задача 3.4. Розрахувати потужності, які витрачаються на подолання опору коченню, опору підйому, опору повітря та на розгін автомобіля при швидкості **15 м/с** і прискоренні **0,4 м/с²** на дорозі з постійним коефіцієнтом опору коченню **f=0,025** і кутом підйому **α=4°**.

Задача 3.5. Використовуючи розрахункові значення кривої потужності зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (задача 1.1), розрахувати та побудувати криві **N_e(v)**, **N_к(v)**, **N_a(v)** діаграми балансу потужностей для вищої передачі. Нанести на діаграму промінь **N_д(v)** для **ψ=0,028**. За одержаною діаграмою визначити максимальну швидкість автомобіля **v_{max}** та коефіцієнт використання потужності двигуна при **v=0,8v_{max}**.

Методичні вказівки

3.1. Передатне число головної передачі можна розрахувати за формулою:

$$u_0 = \frac{r n_{\text{ном}} C_T}{9,55 v_{\text{max}\Gamma} u_B u_{\text{дв}}},$$

де $n_{\text{ном}}$ – номінальна частота обертання вала двигуна (для розрахунків прийняти $n_{\text{ном}}=n_N$), C_T – коригуючий коефіцієнт (для легкових автомобілів $C_T=1,15$, для вантажних – $C_T=0,85$), u_B – передатне число найвищої передачі в коробці передач, $u_{\text{дв}}$ – передатне число вищої передачі додаткової коробки, $v_{\text{max}\Gamma}$ – граничне значення максимальної швидкості автомобіля.

Граничне значення максимальної швидкості автомобіля можна визначити аналітично за формулою:

$$v_{\text{max}\Gamma} = \sqrt[3]{q + \sqrt{q^2 + p^3}} + \sqrt[3]{q - \sqrt{q^2 + p^3}},$$

де $q = \frac{N_{e \max} \eta_{\text{тр}}}{2k_B F_B}$; $p = \frac{\psi_v G}{3k_B F_B}$. Для розрахунків прийняти $\psi_v = 0,024$.

3.2. Передатне число першої передачі визначається з умови подолання автомобілем заданого максимального сумарного опору дороги:

$$u_1 = \frac{\psi_{\max} Gr}{M_{e \max} u_0 u_{d1} \eta_{\text{тр}}},$$

де ψ_{\max} – максимальний коефіцієнт сумарного опору дороги, який повинен подолати автомобіль на першій передачі (прийняти для легкових автомобілів $\psi_{\max} = 0,25$, для вантажних – $\psi_{\max} = 0,35$), u_{d1} – передатне число першої передачі додаткової коробки.

Передатне число перевіряють на можливість реалізації за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$u_1 \leq \frac{\phi G_{\text{зч}} r}{M_{e \max} u_0 u_{d1} \eta_{\text{тр}}},$$

де ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою (для розрахунків прийняти $\phi = 0,7$), $G_{\text{зч}}$ – зчїпна вага, тобто вага, яку сприймають ведучі колеса (для легкових автомобілів прийняти $G_{\text{зч}} = 0,5G$, для вантажних – $G_{\text{зч}} = 0,65G$).

Якщо умова не виконується, потрібно збільшити зчїпну вагу зміною компоунвання автомобіля.

3.3. Передатні числа наступних (за першою) передач коробки передач визначаються з умови утворення ними геометричного ряду. Якщо найвища передача пряма ($u_B = 1$), то

$$u_k = \sqrt[m-1]{u_1^{m-k}},$$

де k – порядковий номер передачі, m – загальна кількість передач у коробці передач.

За наявності підвищуючої передачі ($u_B < 1$):

$$u_k = \sqrt[m-2]{u_1^{m-k-1}}.$$

3.4. Потужність, що витрачається на подолання опору коченню,

$$N_k = fGv \cos \alpha.$$

Потужність, яка витрачається на подолання опору підйому,

$$N_{\Pi} = Gv \sin \alpha.$$

Потужність, яка витрачається на подолання опору повітря,

$$N_B = k_B F_B v^3.$$

Потужність, яка витрачається на розгін автомобіля,

$$N_i = \delta_{об} m v dv/dt,$$

де dv/dt – прискорення автомобіля.

3.5. Для побудови діаграм балансу потужностей потрібно заповнити розрахованими параметрами таблицю 3.1.

Таблиця 3.1. Розрахункові значення для побудови діаграми балансу потужності

Параметри	Значення параметрів					
n_e , об/хв						
v , м/с						
N_e , кВт						
N_T , кВт						
N_B , кВт						
N_a , кВт						
N_d , кВт						

Швидкість автомобіля розраховується за формулою:

$$v = \frac{r n_e}{9,55 u_0 u_k u_d}.$$

Значення N_e та η_e беруться з таблиці 1.1.

Потужність N_T розраховується за формулою:

$$N_T = \eta_{тр} N_e.$$

Потужність N_a розраховується за формулою:

$$N_a = N_T - N_B,$$

а потужність N_d – за формулою:

$$N_d = N_k + N_{п} = \psi Gv.$$

За даними таблиці 3.1 будується діаграма балансу потужностей (рис. 3.1).

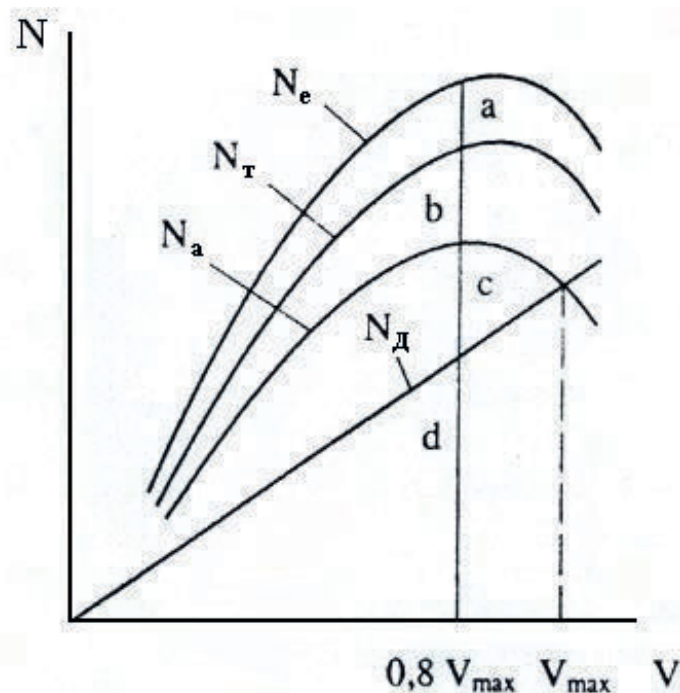


Рис. 3.1. Діаграма балансу потужностей

Максимальна швидкість v_{max} за одержаною діаграмою визначається як абсциса точки перетину залежностей $N_a(v)$ і $N_d(v)$.

Для визначення коефіцієнта використання потужності двигуна K_N необхідно при заданій швидкості $v = 0,8 v_{max}$ провести вертикальну лінію з виділенням відрізків a , b , c , d . Відрізок « a » характеризує потужність втрат у трансмісії, відрізок « b » – потужність, що

витрачається на подолання опору повітря, відрізок «d» характеризує втрати потужності на подолання сумарного опору дороги. Відрізок «с» характеризує запас потужності, який може бути використаний для розгону автомобіля або подолання підвищеного опору рухові.

Коефіцієнт використання потужності двигуна рівний

$$K_N = \frac{N_e - N_T + N_B + N_D}{N_e} = \frac{a + b + d}{a + b + c + d} \cdot 100\% .$$

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. - С.16-30.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 31–39.

Тема № 4. Гальмівні властивості автомобіля

Задача 4.1. Визначити реальне усталене сповільнення автомобіля на дорозі з коефіцієнтом зчеплення $\phi=0,8$ і коефіцієнтом опору коченню коліс $f=0,02$ на підйомі $\alpha=5^\circ$. Тип автомобіля той самий, що в попередніх завданнях. Додаткові вихідні дані прийняти такими: початкова швидкість для легкових автомобілів $v_{п}=20\text{м/с}$, для вантажних – $v_{п}=15\text{м/с}$; координати центра мас взяти з попередніх завдань.

Задача 4.2. Визначити час гальмування, гальмівний та зупинковий шлях при гальмуванні з початкової швидкості $v_{п}$, користуючись умовами задачі 4.1. Розрахунки провести для двох значень коефіцієнту зчеплення: $\phi=0,8$ та $\phi=0,2$.

Коефіцієнт ефективності гальмування прийняти таким: при $\phi \geq 0,4$ $K_E=1,2$ для легкових автомобілів і $K_E=1,3-1,4$ для вантажних; при $\phi < 0,4$ $K_E=1$ для всіх автомобілів.

Час запізнення спрацювання гальмівного приводу $t_{пр}$ прийняти рівним $0,05-0,1\text{с}$ для гідравлічного і $0,2\text{с}$ для пневматичного приводів, час зростання сповільнення t_y відповідно $0,15\text{с}$ та $0,45\text{с}$. Час реакції водія $t_p=0,8\text{с}$.

Результати розрахунків оформити у вигляді таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Результати розрахунку параметрів гальмування

Умови гальмування	t _г , с	S _г , м	S _з , м
$\phi=0,8$; $K_E=1,2$ (легкові авт.) $K_E=1,3-1,4$ (вант. авт.)			
$\phi=0,2$; $K_E=1$			

Таблиця 4.2. Розрахункові значення для побудови графіків $S_g(v_{п})$

φ	v _п , м/с					
	5	10	15	20	25	30
0,2						
0,4						
0,8						

Задача 4.3. Побудувати графік залежності гальмівного шляху заданого автомобіля від початкової швидкості при коефіцієнтах

зчеплення $\varphi=0,2; 0,4; 0,8$ на горизонтальній дорозі ($\alpha=0$). Значення початкової швидкості прийняти рівним: $v_n=5; 10; 15; 20; 25; 30$ м/с.

Результати розрахунків оформити у вигляді таблиці 4.2.

Методичні вказівки

4.1. Гальмівні властивості оцінюються такими показниками: сповільнення при гальмуванні – a_c ; час гальмування – t_Γ ; гальмівний шлях – S_Γ ; зупинковий шлях – S_3 .

Інтенсивність гальмування обмежена коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою φ , а також мірою використання зчіпної ваги автомобіля. Блокування коліс будь-якого з мостів при гальмуванні неприпустиме. Оскільки співвідношення гальмових сил практично ніколи не відповідає співвідношенню нормальних реакцій на колесах, то при доведенні до грані блокування коліс одного з мостів на другому ще залишається запас можливого зростання гальмової сили, тобто невикористана зчіпна вага. Наявність останньої, а також неодноразовість зростання гальмівних сил на колесах оцінюється коефіцієнтом ефективності K_E .

Усталене сповільнення визначається за формулою:

$$a_c = \frac{g}{\delta_{об}} \left(\frac{\varphi \cos \alpha}{K_E} + f \cos \alpha \pm \sin \alpha \right),$$

де $g=9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; $\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування інерції обертювих мас. При розрахунках прийняти $\delta_{об}=1$.

4.2, 4.3. Час гальмування визначається за формулою:

$$t_\Gamma = t_p + t_{np} + 0,5t_y + \frac{v_n}{a_c},$$

де t_p – час реакції водія; t_{np} – час запізнення спрацювання приводу; t_y – час зростання сповільнення.

Гальмівний та зупинковий шляхи можуть бути визначені за формулами:

$$S_\Gamma = (t_{np} + 0,5t_y)v_n + \frac{v_n^2}{2a_c};$$

$$S_3 = t_p v_n + S_{\Gamma} = (t_p + t_{np} + 0,5t_y) v_n + \frac{v_n^2}{2a_c}.$$

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 67–73.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 86–97.

Тема № 5. Стійкість автомобіля

Задача 5.1. Визначити найбільшу допустиму швидкість руху заданого автомобіля на горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям у мокрому стані на криволінійній ділянці шляху радіуса R з умови запобігання заносу та перекидання.

Радіус траєкторії прийняти рівним $R=20L$, де L – база заданого автомобіля.

Задача 5.2. Обчислити необхідний кут β віража для забезпечення руху без заносу і перекидання з визначеною у задачі 2.2 найбільшою швидкістю по траєкторії радіуса R на сухій асфальтобетонній дорозі ($\phi=0,75$).

Задача 5.3. Побудувати графік залежності найбільшої швидкості руху на шляху радіуса R , допустимої з точки зору запобігання заносу при $\phi=0,8$ та перекидання заданого автомобіля, від кута віража β . Розрахунки провести для кутів віража $0 \leq \beta \leq 20^\circ$. Результати обчислень записати в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Розрахункові значення для побудови графіків $v_{\max}(\beta)$

Кут віража $\beta,^\circ$		0	5	10	15	20
$v_{\max}, \text{ м/с}$	з умови заносу					
	з умови перекидання					

Методичні вказівки

5.1. Під втратою автомобілем стійкості розуміють перекидання або ковзання автомобіля. Залежно від напрямку перекидання і ковзання розрізняють повздовжню і поперечну стійкість. Вірогідніша і небезпечніша втрата поперечної стійкості, яка відбувається під дією відцентрової сили — поперечної сили тяжіння автомобіля, сили бокового вітру, а також у результаті бокових ударів коліс до нерівностей дороги.

Показниками поперечної стійкості автомобіля є максимально можливі швидкості руху по колу і кути поперечного ухилу дороги (узгір'я). Обидва показники можуть бути визначені з умов

поперечного ковзання коліс (занесення) і перекидання автомобіля. Отже, є чотири показники поперечної стійкості:

v_k, v_{Π} — максимальні (критичні) швидкості руху автомобіля по колу, що відповідають початку його ковзання і перекидання, м/с;

β_k, β_{Π} — максимальні (критичні) кути узгір'я, що відповідають початку поперечного ковзання коліс і перекидання автомобіля, град.

Критична швидкість за умовами перекидання (у м/с) визначається за формулою

$$v_{\Pi} = \sqrt{\frac{BRg}{2h_{\Pi}}} .$$

Критична швидкість за умовами ковзання (у м/с):

$$v_k = \sqrt{Rg\varphi} .$$

5.2. Для забезпечення безпеки руху автомобіля по кривих малих радіусів влаштовують віраж, на якому проїзна частина і узбіччя мають поперечний нахил до центру кривої (односхилий поперечний профіль).

Критичні кути поперечного нахилу дороги при русі на віражі розраховують за формулами:

з умови перекидання

$$\operatorname{tg}\beta_{\Pi} = \frac{2v^2h_{\Pi} - gBR}{2gRh_{\Pi} + Bv^2} ;$$

з умови ковзання

$$\operatorname{tg}\beta_k = \frac{v^2 - \varphi gR}{gR + \varphi v^2} .$$

5.3. Максимальна швидкість на віражі з умови перекидання (у м/с) визначається за формулою:

$$v_{\max\Pi} = \sqrt{\frac{Rg(B + 2h_{\Pi}\operatorname{tg}\beta)}{2h_{\Pi} - B\operatorname{tg}\beta}} .$$

Максимальна швидкість на віражі з умови ковзання (у м/с):

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{gR(\varphi + \operatorname{tg}\beta)}{1 - \varphi\operatorname{tg}\beta}}.$$

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 94–102.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 141–143.

Тема № 6. Керованість автомобіля

Задача 6.1. Приймаючи швидкість руху заданого автомобіля $v=0,2v_{\max}$ по кривій радіуса R , розрахувати кути відведення передніх та задніх коліс і визначити, якою поворотністю володіє автомобіль при двох варіантах коефіцієнта опору відведенню передніх коліс k'_{b1} та k''_{b1} (таблиця 6.1). Прийняти $R=20L$.

Таблиця 6.1. Вихідні дані для розрахунків

Варіант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт опору відведенню, Н/рад	k'_{b1}	15	20	18	20	25	25	28	35	35	30
	k''_{b1}	34	38	36	40	42	42	44	70	70	60
	k_{b2}	28	28	30	28	30	30	32	60	55	50

Задача 6.2. Для випадку надлишкової поворотності визначити критичну швидкість за умовою керованості v_{δ} .

Задача 6.3. Побудувати графік залежності необхідного середнього кута повороту керованих коліс α_c від швидкості автомобіля для його руху по кривій радіуса R для двох заданих вище випадків опору відведенню передніх коліс. Розрахунки провести для 4–5 значень швидкості в інтервалі $(v_{\min} - v_{\delta})$. Прийняти $v_{\min}=5$ м/с.

Методичні вказівки

6.1. Кочення еластичного колеса, навантаженого поперечною силою, має свої особливості, оскільки таке колесо може котитися без ковзання під деяким кутом до своєї середньої площини. Таке кочення називають відведенням колеса, а кут, який вектор швидкості центру колеса утворює з його площиною, – кутом відведення δ_b .

Якщо прикласти до колеса поперечну силу P_y (рис. 5.1,а), то шина вигнеться, і середня площина колеса зміститься щодо центру контакту на відстань $b_{ш}$. При коченні колеса точка В шини увійде у зачеплення з дорогою в точці B_2 , а точка С — в точці C_2 і т.д. У результаті колесо покотиться по напрямку AD_2 . При цьому середня площина колеса виявиться розташованою під кутом δ_b до напрямку руху. Середня лінія контакту, приблизно співпадаюча з напрямком руху, також буде розташована під кутом δ_b до середньої площини

колеса. Отже, колесо котитиметься з відведенням, кут якого рівний δ_B .

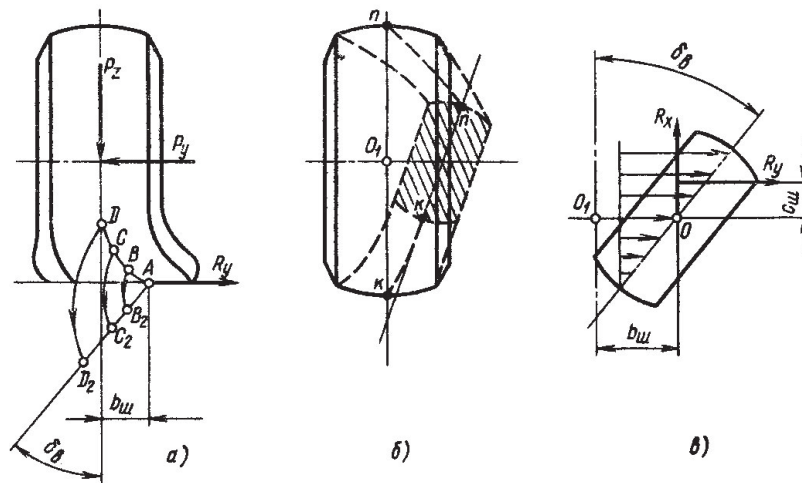


Рис. 6.1. Відведення колеса

Залежність між силою P_y і кутом відведення можна записати таким чином:

$$P_y = k_B \delta_B,$$

де k_B — коефіцієнт опору відведенню, Н/рад, що показує, яку за величиною поперечну силу потрібно прикласти до колеса, щоб воно котилося з кутом відведення, рівним одному радіану.

Звідси кут відведення:

$$\delta_B = \frac{P_y}{k_B}.$$

При обчисленнях пам'ятати, що коефіцієнт опору відведенню осі чи моста збільшується пропорційно до кількості коліс.

Бокова сила, що діє на автомобіль при русі по кривій:

$$P_y = \frac{mv^2}{R}.$$

Ця сила розподіляється між передніми та задніми колесами так само, як і вага автомобіля:

$$P_{y1} = P_y \frac{l_2}{L} = \frac{mv^2 l_2}{RL}, \quad P_{y2} = P_y \frac{l_1}{L} = \frac{mv^2 l_1}{RL}.$$

Поворотністю називають властивість автомобіля змінювати напрям руху без повороту керованих коліс. Є дві основні причини поворотності: відведення коліс, що зумовлено поперечною

еластичністю шин, і поперечний крен кузова, пов'язаний з пружністю підвіски. Відповідно розрізняють шинну поворотність і кренову поворотність автомобіля.

Якщо $\delta_1 = \delta_2$, то шинну поворотність автомобіля називають нейтральною.

Якщо $\delta_1 > \delta_2$, то для руху автомобіля з еластичними шинами по кривій радіусом R керовані колеса потрібно повернути на кут більший, ніж при жорстких шинах. У цьому випадку шинну поворотність автомобіля називають недостатньою. Якщо кут $\delta_1 < \delta_2$, то для руху автомобіля з еластичними шинами по кривій радіусом R керовані колеса потрібно повернути на кут менший ніж при жорстких шинах. В цьому випадку поворотність автомобіля називають надлишковою.

6.2. Критичною швидкістю v_δ за умовою керованості називають таку швидкість автомобіля, при якій він може рухатися криволінійно, хоча його керовані колеса перебувають у нейтральному положенні. В автомобіля з недостатньою або нейтральною поворотністю критична швидкість відсутня. Для автомобілів з надлишковою поворотністю, якщо швидкість більша v_δ , то для повороту вправо передні колеса потрібно повернути вліво. Тобто, автомобіль із надлишковою поворотністю втрачає керованість, якщо його швидкість більша за критичну v_δ .

Визначається критична швидкість за формулою:

$$v_\delta = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_2}{k_{e2}} - \frac{m_1}{k_{e1}}}} = \frac{L}{\sqrt{m \left(\frac{l_1}{k_{e2}} - \frac{l_2}{k_{e1}} \right)}}.$$

6.3. Необхідний середній кут повороту керованих коліс визначається за формулою:

$$\alpha_c = \frac{L}{R} - (\delta_{в2} - \delta_{в1}).$$

Для побудови графіка попередньо заповнити таблицю 6.2. Розрахунок проводити у такій послідовності:

- 1) діапазон швидкостей $v_{\min} - v_\delta$ розбити на три частини і визначити швидкості v_1 і v_2 ;
- 2) для кожного значення швидкості розрахувати бокові сили P_{y1} і P_{y2} ;

- 3) розрахувати кути δ_{v1} і δ_{v2} ;
 4) визначити кути α_c .

Таблиця 6.2. Розрахункові значення для побудови графіків $a_c(v)$

v , м/с		v_{min}	v_1	v_2	v_δ
P_{y1} , Н					
P_{y2} , Н					
δ_{v2} , рад					
Для k'_{v1}	δ_{v1} , рад				
	α_c , рад				
Для k''_{v1}	δ_{v1} , рад				
	α_c , рад				

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 107–118.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 120–123.

Тема № 7. Прохідність автомобіля

Задача 7.1. Визначити зчіпну масу та коефіцієнт зчіпної маси заданого автомобіля для: а) задніх ведучих коліс; б) передніх ведучих коліс; в) усіх ведучих коліс.

Задача 7.2. Визначити можливість руху заданого автомобіля в дорожніх умовах, що характеризуються параметрами $\varphi=0,8$; $f=0,018$; $\alpha=14^\circ$, якщо: а) усі колеса ведучі; б) задні колеса ведучі; в) передні колеса ведучі.

Задача 7.3. Визначити найбільші кути підйому дороги, які може подолати заданий автомобіль на першій передачі без розгону, виходячи як з тягових можливостей, так і з умови використання зчеплення ведучих коліс з дорогою, якщо: а) усі колеса ведучі; б) задні колеса ведучі; в) передні колеса ведучі. Прийняти: $\varphi=0,8$; $f=0,018$.

Задача 7.4. Визначити висоту перешкод, через які може проїхати автомобіль одним веденим колесом, виходячи як з тягових можливостей автомобіля, так і з умови повного використання зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Методичні вказівки

7.1. Зчіпна маса автомобіля $m_{зч}$ – це та маса, яка створює нормальні навантаження на ведучі колеса.

Для задніх ведучих коліс:

$$m_{зч} = m \frac{l_1}{L}.$$

Для передніх ведучих коліс:

$$m_{зч} = m \frac{l_2}{L}.$$

Для всіх ведучих коліс:

$$m_{зч} = m.$$

Коефіцієнт зчпної маси автомобіля $K_{зч}$ – це відношення зчпної маси автомобіля до його повної маси:

$$K_{зч} = \frac{m_{зч}}{m}.$$

7.2. Умови можливості руху автомобіля можна записати так:

$$D \geq \psi; \quad D_{\varphi} \geq D.$$

Рух автомобіля можливий лише при виконанні обидвох умов.

Коефіцієнт сумарного опору дороги розраховується за формулою

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha,$$

а максимальне значення динамічного фактора на першій передачі (без врахування опору повітря)

$$D_{\max} = \frac{M_{e \max} u_0 u_1 u_{\partial 1} \eta_{mp}}{gmr}.$$

Зчпний фактор розраховують за такими формулами: якщо усі колеса ведучі

$$D_{\varphi} = \varphi \cos \alpha;$$

якщо ведучими є задні колеса

$$D_{\varphi 2} = \frac{\varphi l_1 \cos \alpha}{L - \varphi h_{\text{ц}}};$$

якщо ведучими є передні колеса

$$D_{\varphi 1} = \frac{\varphi l_2 \cos \alpha}{L + \varphi h_{\text{ц}}}.$$

7.3. Найбільший кут підйому, який може бути подоланий з умови повного використання тягових можливостей

$$\sin \alpha_{\max} = D_{\max} - f \sqrt{1 - D_{\max}^2}.$$

Найбільший підйом, який може бути подоланий з умови зчеплення ведучих коліс з дорогою:
повнопривідним автомобілем

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} = \varphi;$$

якщо ведучими є задні колеса

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} = \frac{l_1 \varphi}{L - \varphi h_{\text{ц}}};$$

якщо ведучими є передні колеса

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} = \frac{l_2 \varphi}{L + \varphi h_{\text{ц}}}.$$

7.4. Найбільша висота перешкоди, яка може бути подолана веденим колесом:

$$H = r \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{mD}{m_{\text{кол}}} \right)^2}} \right),$$

де $m_{\text{кол}}$ – маса автомобіля, що припадає на одне ведене колесо.

Якщо ведені колеса задні:

$$m_{\text{кол}} = m \frac{l_1}{2L},$$

якщо ведені колеса передні:

$$m_{\text{кол}} = m \frac{l_2}{2L}.$$

При розрахунку висоти перешкоди, виходячи з тягових можливостей автомобіля, приймають $D=D_{\text{max}}$, а з умови зчеплення ведучих коліс з дорогою – $D=D_{\varphi 2}$ при задніх ведучих колесах та $D=D_{\varphi 1}$ при передніх ведучих колесах.

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 126–130.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 162–170.

Тема 8. Плавність руху автомобіля

Задача 8.1. Визначити зведену жорсткість передньої та задньої підвісок заданого автомобіля, їх статичні прогини, кутові та технічні частоти коливань. При розрахунку вважати що коливання над кожною віссю не взаємопов'язані, а розподіл підресореної маси між осями пропорційний розподілу повної маси.

Задача 8.2. Визначити парціальні частоти коливань підресореної маси автомобіля, порівняти їх із частотами, отриманими у попередній задачі, зробити висновки.

Методичні вказівки

8.1. Зведена жорсткість підвіски $C_{зв}$ враховує жорсткість пружних елементів підвіски $C_{п}$ і жорсткість шин $C_{ш}$ та розраховується за формулою

$$C_{зв} = \frac{C_{п}C_{ш}}{C_{п} + C_{ш}}.$$

Зведена жорсткість розраховується окремо для передньої та задньої осей.

Жорсткість передньої або задньої підвіски сучасних автомобілів знаходиться в межах 20 – 60 кН/м, а жорсткість шин в межах 200 – 450 кН/м. Менші значення жорсткостей відповідають легковим, а більші – вантажним автомобілям.

Статичний прогин передньої та задньої підвісок визначаються за залежностями:

$$f_1 = \frac{G_{1n}}{C_{1зв}} = \frac{m_{п}gl_2}{LC_{1зв}}; \quad f_2 = \frac{G_{2n}}{C_{2зв}} = \frac{m_{п}gl_1}{LC_{2зв}},$$

де $m_{п}$ – підресорена маса автомобіля. Для легкових автомобілів можна прийняти $m_{п}=0,8m$, для вантажних – $m_{п}=0,9m$ (m – маса автомобіля). $C_{1зв}$ та $C_{2зв}$ – відповідно зведена жорсткість передньої і задньої підвіски. При обчисленні прогинів підвісок числові значення величин підставляти у системі одиниць SI.

На практиці частоту коливань вимірюють числом коливань в хвилину: $n = \frac{60}{t}$, де t – час, за який система здійснює одне коливання. Технічна частота коливань підвіски та її статичний прогин пов'язані між собою залежністю

$$n_1 = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_1}} \approx \frac{300}{\sqrt{f_1}}; \quad n_2 = \frac{30\omega}{\pi} \approx \frac{300}{\sqrt{f_2}},$$

де n – технічна частота коливань (кол/хв), f – статичний прогин (см).

Кутова частота коливань передньої і задньої підвісок визначаються залежностями

$$\omega_1 = \frac{10\pi}{\sqrt{f_1}}; \quad \omega_2 = \frac{10\pi}{\sqrt{f_2}},$$

де ω – кутова частота коливань (рад/с), f – статичний прогин (см).

Технічна частота коливань підвіски повинна знаходитися у межах 50 – 70 кол/хв для легкових автомобілів та 80 – 120 кол/хв для вантажних автомобілів.

8.2. Коливання над підвісками автомобіля взаємопов'язані і підресорена маса здійснює складні коливання.

Краще коливальний процес характеризують парціальні частоти коливань.

Парціальні частоти – це частоти вільних кутових невзаємопов'язаних коливань підресореної маси над кожною підвіскою. Парціальні частоти коливань визначається за формулами:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_{136}L^2}{m_n(l_2^2 + \rho^2)}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{C_{236}L^2}{m_n(l_1^2 + \rho^2)}},$$

де ρ – радіус інерції підресореної маси автомобіля відносно горизонтальної поперечної осі, яка проходить через центр мас автомобіля. Радіус інерції залежить від компоновки автомобіля. При значенні радіуса інерції підресорених мас $\rho^2 = l_1 l_2$ коливання передньої і задньої підвісок стають незалежними.

При розрахунках прийняти значення радіуса інерції підресорених мас для легкових автомобілів $\rho = 1,3$ м для вантажних – $\rho = 1,7$ м.

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 140 – 147.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 172 – 185.

Тема 9. Паливна економність автомобіля

Задача 9.1. Визначити питому витрату палива заданого автомобіля для умови його руху по горизонтальній дорозі з твердим асфальто-бетонним покриттям ($\varphi=0,75$, $f=0,020$) на найвищій передачі зі встановленою швидкістю, що рівна $0,8V_{\max}$. При розрахунках питому ефективну витрату палива при максимальній потужності двигуна взяти з таблиці 9.1, згідно з варіантом завдання.

Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля взяти з задачі 1.1.

Таблиця 9.1. Вихідні дані для розрахунків

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Марка автомобіля	ЗАЗ 1103	ЗАЗ Сенс	ДЕУ Ланос	ВАЗ 2101	ВАЗ 2106	ВАЗ 2108	ГАЗ -24	ГАЗ -53А	ЗІЛ - 130	КамАЗ - 5320	
Мінімальна питома ефективна витрата палива, г/кВт·год	g_{\min}	310	285	273	299	299	279	306	286	313	244
Питома ефективна витрата палива при максимальній потужності двигуна, г/кВт·год	g_{eN}	348	318	310	335	335	312	343	320	350	264

Задача 9.2. Для визначеної у попередній задачі питомої витрати палива двигуна g_d обчислити шляхову Q_s та питому Q_w витрату палива автомобілем для тих самих вихідних даних.

Густину палива прийняти рівною: бензину $\rho_b = 0,67$ кг/л, дизельного палива $\rho_d = 0,82$ кг/л.

Задача 9.3. Для заданого автомобіля побудувати графік залежності годинної витрати палива Q_T та шляхової витрати палива Q_s від швидкості за умови руху на вищій передачі з повним ($K_N=100\%$) використанням потужності двигуна та при використанні потужності двигуна $K_N=70\%$. Швидкості руху взяти в інтервалі числа обертів вала двигуна $n_e=0,5n_{eN} - 1,0n_{eN}$.

При розрахунках скористатися результатами, отриманими у задачах 1.1 та 1.2.

Методичні вказівки

9.1. Питома витрата палива двигуном визначається за наближеною аналітичною залежністю

$$g_{\partial} = k_e k_i g_{eN},$$

де g_{eN} – питома ефективна витрата палива при максимальній потужності двигуна; k_e – коефіцієнт, що враховує ступінь використання кутової швидкості (частоти обертання) вала двигуна, k_i – що враховує ступінь використання потужності двигуна.

Коефіцієнт k_e для усіх типів двигунів визначається за залежністю

$$k_e = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3,$$

де ступінь використання кутової швидкості (частоти обертання) вала двигуна

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}} = \frac{n_e}{n_{tN}},$$

n_e – частота обертання вала двигуна, що відповідає заданій швидкості руху $V=0,8V_{\max}$,

$$n_e = \frac{30v u_{mp}}{\pi r}.$$

Коефіцієнт k_i визначається за залежністю:

– для бензинових карб'юраторних двигунів

$$k_i = 4,68 - 22,41I + 56,97I^2 - 74,96I^3 + 49,75I^4 - 13,03I^5;$$

– для бензинових з впорскуванням палива

$$k_i = 4,32 - 24,21I + 71,87I^2 - 107,21I^3 + 78,73I^4 - 22,5I^5;$$

– для дизельних

$$k_i = 3,52 - 17,24I + 44,85I^2 - 55,28I^3 + 31,23I^4 - 6,08I^5,$$

де ступінь використання потужності двигуна

$$I = \frac{N_{\partial}}{N_e} = \frac{N_{\psi} + N_{\epsilon} + N_i}{N_e \eta_{mp}},$$

N_{∂} – потужність завантаження двигуна, N_e – ефективна потужність двигуна, N_{ψ} – потужність, що витрачається на подолання опору дороги, N_{ϵ} – потужність, що витрачається на подолання опору повітря, N_i – потужність, що витрачається на подолання опору розгону, η_{tr} – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Ефективна потужність двигуна N_e визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна (задача 1.1) для частоти

обертання (кутової швидкості) вала, що відповідає заданій швидкості руху $V=0,8V_{\max}$.

Так як за умовою задачі автомобіль рухається без прискорення, то $N_i=0$.

Так як за умовою задачі автомобіль рухається по горизонтальній ділянці дороги, то $N_\psi=N_k=fGv$.

Потужність, що витрачається на подолання опору повітря $N_B=k_B F_B v^3$. Значення k_B та F_B взяти з задачі 2.6.

9.2. Шляхова витрата палива автомобілем (л/100 км) визначається за залежністю

$$Q_s = \frac{g_d N_d}{36000 v \rho_n} = \frac{g_d (N_\psi + N_k + N_i)}{36000 v \rho_n \eta_{mp}} = \frac{g_d (P_\psi + P_k + P_i)}{36000 \rho_n \eta_{mp}}.$$

Так як за умовою задачі автомобіль рухається без прискорення, то $P_i=0$.

Так як за умовою задачі автомобіль рухається по горизонтальній ділянці дороги, то $P_\psi=P_k=fG$.

Сила опору повітря $P_B=k_B F_B v^2$.

Питома витрата палива легковим автомобілем (л/100 пас·км) визначається за залежністю

$$Q_w = \frac{Q_s}{n_n},$$

де n_n – кількість пасажирів (прийняти рівною максимальній згідно технічної характеристики автомобіля).

Питома витрата палива вантажним автомобілем (л/100 т·км) визначається за залежністю

$$Q_w = \frac{Q_s}{m_b},$$

де m_b – маса вантажу у тонах (прийняти рівною максимальній вантажопідйомності згідно технічної характеристики автомобіля: ГАЗ-53А – 4000 кг, ЗІЛ-130 – 6000 кг, КамАЗ-5320 – 8000 кг).

9.3. Годинна витрата палива автомобілем (кг/год) визначається за залежністю

$$Q_T = \frac{g_e N_e}{1000},$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, що визначається при стендових випробуваннях у режимі зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Її можна визначити наближено за співвідношенням:

$$g_e = A g_{e \min},$$

де A – коефіцієнт, що вибирається з таблиці 9.2.

Шляхова витрата палива (л/100 км) визначається за залежністю

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{36000 v \rho_n}.$$

Швидкість руху автомобіля

$$v = \frac{\pi n_e r}{30 u_{mp}}.$$

Результати розрахунків, необхідні для побудови графіка, занести у таблицю 9.2.

При визначення витрати палива у залежності підставляти числові значення: питомої ефективної витрати палива у г/кВт·год, потужності у кВт, швидкості автомобіля у м/с, густини палива у кг/л.

Таблиця 9.2. Питомі погодинна та шляхова витрата палива

Частота обертання колінчастого вала n_e , об/хв		0,5 n_{eN}	0,6 n_{eN}	0,7 n_{eN}	0,8 n_{eN}	0,9 n_{eN}	1,0 n_{eN}
Швидкість руху v , м/с							
Коефіцієнт A для визначення питомої витрати палива двигуном, бенз./диз.		1,00 / 1,01	1,01 / 1,02	1,02 / 1,03	1,05 / 1,04	1,08 / 1,06	1,12 / 1,08
Питома ефективна витрата палива g_e , г/кВт·год							
Ефективна потужність N_e , кВт	$K_N=100\%$						
	$K_N=70\%$						
Годинна витрата палива Q_T , кг/год	$K_N=100\%$						
	$K_N=70\%$						
Шляхова витрата палива Q_s , л/100 км	$K_N=100\%$						
	$K_N=70\%$						

Література

1. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 84 – 94.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – С. 77 – 85.

Список використаних джерел

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
2. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – 188 с.
3. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.

Додаток 1

Варіанти завдань

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Марка, модель автомобіля	ЗАЗ-1103	ЗАЗ Сенс	ДЕУ Ланос	ВАЗ-2101	ВАЗ-2106	ВАЗ-2108	ГАЗ-24	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	КамАЗ-5320
Привід коліс	передній	передній	передній	задній	задній	передній	задній	задній	задній	середній, задній
Марка, модель двигуна	МЕМЗ-245	МЕМЗ-307	A15SMS	ВАЗ-2101	ВАЗ-2106	ВАЗ-2108	ЗМЗ-24Д	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	КамАЗ-740
Тип двигуна	карб'юр	інжектор	інжектор	карб'юр.	карб'юр.	карб'юр.	карб'юр.	карб'юр.	карб'юр.	дизель
Робочий об'єм циліндрів, см ³	1091	1299	1498	1198	1570	1294	2445	4250	5966	10850
Максимальна потужність N_{max} , кВт	38	51	63	47	58,8	46,6	69,9	84,6	110,3	154,4
при частоті обертання колінвала $n_{\text{сн}}$, об/хв	5400	5400	5800	5600	5400	5600	4500	3200	3200	2600
Максимальний крутний момент $M_{\text{снmax}}$, Нм	79	108	130	87,3	121,6	94,8	186,3	284,4	402	637,4
при частоті обертання колінвала $n_{\text{сн}}$, об/хв	3500	3500	3400	3400	3000	3400	2300	2100	1900	1550
Передатні числа коробки передач	3,454; 2,056; 1,333; 0,969; 0,828	3,454; 2,056; 1,333; 0,969; 0,828	3,545; 2,048; 1,346; 0,971; 0,736	3,75; 2,30; 1,49; 1,0	3,24; 1,98; 1,29; 1,0	3,636; 1,95; 1,357; 0,941; 0,784	3,5; 2,26; 1,45; 1,0	6,48; 3,09; 1,71; 1,0	7,44; 4,1; 2,29; 1,47; 1,0	7,82; 4,03; 2,5; 1,53; 1,0
Передатне число головної передачі	3,87	4,133	4,176	4,3	4,1	3,9	4,1	6,67	6,32	7,22
Розмір шин	155/70R13	175/70R13	175/70R13	165/70R13	185/60R13	175/70R13	185/60R14	220-508	260-508	260-508

Продовження додатку 1										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Повна маса, кг	1190	1400	1595	1355	1445	1325	1820	7400	10525	15305
Геометричні параметри, В/В _а /Н _а , мм	1314/1564 1425	1405/1678 1432	1405/1678 1485	1349/1611 1440	1365/1611 1440	1400/1650 1402	1470/1820 1490	1690/2380 2220	1790/2500 2400	2010/2500 2700
Координати центра мас, L ₁ /L ₂ /h _с , мм	2320/1020 1300/530	2520/1110 1420/540	2520/1080 1440/540	2424/1284 1140/580	2424/1314 1110/580	2460/1060 1400/560	2800/1338 1462/570	3700/2700 1000/1060	3800/2800 1000/1080	3850/2900 950/1400
Моменти інерції маховика і колеса, Ім/Ік, Нм ²	1,2/4,9	1,3/5,4	1,3/5,4	1,3/5,2	1,3/5,4	1,3/5,4	3,1/11,5	4,9/70	9,9/122,5	20,7/122,5