

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

АВТОМОБІЛІ

Методичні вказівки
для практичних занять та
виконання розрахунково-графічної роботи
для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю
274 – «Автомобільний транспорт»

Затверджено
на засіданні кафедри
автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування
Протокол №5 від 15.11.2019 р.

Чернігів ЧНТУ 2020

Автомобілі. Методичні вказівки для практичних занять та виконання розрахунково-графічної роботи для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» / Укл.: Литвин О.О., Кужельний Я.В., Сляр В.М. Чернігів: ЧНТУ, 2020. – 46 с.

Укладач:

Литвин Олександр Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри АТ та ГМ;

Кужельний Ярослав Володимирович, викладач кафедри АТ та ГМ;

Сляр Василь Михайлович, аспірант кафедри АТ та ГМ.

Відповідальний за випуск:

Кальченко В.І., завідувач кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування, доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Сіра Н.М., к.т.н., доцент кафедри автомобільного транспорту та галузевого машинобудування Чернігівського національного технологічного університету

Вступ

Методичні вказівки мають на меті допомогти студентам шляхом виконання практичних занять і розрахунково-графічної роботи глибше опанувати курс «Автомобілі», який відноситься до базових дисциплін при підготовці здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт».

Вимоги, що пред'являються до автомобіля, виходячи з умов його експлуатації: забезпечення необхідної тягової сили на ведучих колесах; раціональний розподіл потужності силового агрегату-двигуна; прийнятність параметрів конструкції автомобіля (габарити, швидкість руху, маса, осьові навантаження), а також – показників і параметрів його агрегатів (кількість передач в трансмісії, передавальні числа передач тощо).

Для більш глибокого сприйняття автомобіля, як об'єкта вивчення, необхідно з'ясувати, що тягова спроможність автомобіля забезпечується шляхом підводу від силового агрегату до ведучих коліс потужності, необхідної і достатньої для додання зовнішніх сил опору руху автомобіля.

При вивченні курсу «Автомобілі» у вигляді лекційних і практичних занять, а також розрахунково-графічної роботи студентів досліджуються: тяговий розрахунок, силовий баланс і баланс потужності автомобіля, методи розрахунку основних його агрегатів. При цьому значна увага приділяється розрахункам конструкцій агрегатів автомобіля, їх роботі, загальним показникам тощо.

Практичне заняття 1

Розрахунок вихідних даних і побудова зовнішньої характеристики двигуна

Вихідні дані

Варіант: вибираються непарні або парні номери k останньої цифри залікової книжки (10 і далі – двох останніх цифр; перелік варіантів – таблиця 1.1).

Тип автомобіля: легковий – непарні k ; вантажний – парні k .

Максимальна швидкість автомобіля – V_{\max} , км/год.

Максимальна потужність двигуна – N_{\max} , кВт.

Питома витрата палива при максимальній потужності – g_N , г/кВт·год.

Вихідні дані розраховуються згідно за формулами, що наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1– Вихідні дані для розрахунку

Варіант, k	Автомобіль		Двигун			
	Тип	V_{\max} , км/год	Тип	N_{\max} , кВт	n_N , хв. ⁻¹	g_N , г/кВт·год
Непарний	Легк	$95+3 \cdot k$	Бензин	$45+3 \cdot k$	$5000+50 \cdot k$	$220+3 \cdot k$
Парний	Вант	$80+2 \cdot k$	Дизель	$75+5 \cdot k$	$1600+50 \cdot k$	$190+3 \cdot k$

Повна маса автомобіля M_a (кг), визначається за статистичними даними згідно з формулою:

$$M_a = M_0 + M_e + M_n(z+1) + M_b, \quad (1.1)$$

де M_0 – власна маса автомобіля, кг;

M_e – маса вантажу, який перевозиться, кг;

$M_n = 75$ кг – маса пасажирів та водія;

z – число місць для пасажирів;

M_b – маса багажу (для легкових автомобілів і автобусу), кг;

для легкового автомобіля приймають масу багажу $M_b = 50$ кг, для приміського та міжміського автобусу із розрахунку по 10 кг на одного пасажирів. При розробці міського автобусу масу вантажу не враховують.

Прийнявши для легкового автомобіля власну масу $M_0 = 1100$ кг, $z = 4$ і $M_e = 0$, за формулою (1.1) визначаємо повну масу автомобіля:

$$M_a = 1100 + 75 \cdot (4 + 1) + 50 = 1525 \text{ кг.}$$

При визначенні власної і потім повної маси вантажного автомобіля переважно виходять із маси вантажу M_v , що перевозиться автомобілем, і використовують формулу [12]:

$$M_0 = q \cdot M_v \quad (1.2)$$

де q – коефіцієнт тари.

Для вантажних автомобілів з колісними формулами 4x2 та 6x4 коефіцієнт q можна визначити, використовуючи поліноми, що отримано шляхом статистичної обробки параметрів мас існуючих автомобілів.

$$q = 1,613 - 5,565 \cdot 10^{-4} \cdot M_B + 1,398 \cdot 10^{-7} \cdot M_B^2 - 1,800 \cdot 10^{-11} \cdot M_B^3 + 1,145 \cdot 10^{-15} \cdot M_B^4 - 2,852 \cdot 10^{-20} \cdot M_B^5 ;$$

$$q = 1,529 - 4,317 \cdot 10^{-4} \cdot M_B + 8,261 \cdot 10^{-8} \cdot M_B^2 - 7,034 \cdot 10^{-12} \cdot M_B^3 + 2,187 \cdot 10^{-16} \cdot M_B^4, \quad (1.4)$$

Прийmemo, наприклад, для розрахунку масу вантажу, що перевозиться вантажним автомобілем $M_B = 5000$ кг.

Використовуючи поліном (1.3), знаходимо:

$$q = 1,613 - 5,565 \cdot 10^{-4} \cdot 5000 + 1,398 \cdot 10^{-7} \cdot 5000^2 - 1,800 \cdot 10^{-11} \cdot 5000^3 + 1,145 \cdot 10^{-15} \cdot 5000^4 - 2,852 \cdot 10^{-20} \cdot 5000^5 = 0,702.$$

Згідно з поліномом (1.4) маємо:

$$q = 1,529 - 4,317 \cdot 10^{-4} \cdot 5000 + 8,261 \cdot 10^{-8} \cdot 5000^2 - 7,034 \cdot 10^{-12} \cdot 5000^3 + 2,187 \cdot 10^{-16} \cdot 5000^4 = 0,693.$$

Прийнявши $q = 0,7$, знаходимо власну масу вантажного автомобіля:

$$M_0 = 0,7 \cdot 5000 = 3500 \text{ кг.}$$

За формулою (1.1) при $z=1$ і $M_0 = 0$ кг знаходимо повну масу вантажного автомобіля:

$$M_a = 3500 + 5000 + 75 \cdot (1 + 1) + 0 = 8650 \text{ кг.}$$

Повна вага автомобіля (Н) визначається за формулою:

$$G_a = M_a g \quad (1.5)$$

Для легкового автомобіля чисельне значення:

$$G_a = 1525 \cdot 9,81 = 14960 \text{ Н;}$$

Для вантажного автомобіля:

$$G_a = 8650 \cdot 9,81 = 84856,5 \text{ Н.}$$

Масу (кг), що припадає на кожну з осей двовісного вантажного автомобіля (індекс указує на номер осі), визначають за формулами:

$$M_2 = (0,62 \dots 0,67) M_a, \quad (1.6)$$

$$M_2 = 0,65 \cdot M_a. \quad (1.7)$$

Чисельні значення для вантажного автомобіля для нашого випадку:

$$M_2 = 0,65 \cdot 8650 = 5622,5 \text{ кг.}$$

$$M_1 = 8650 - 5622,5 = 3027,5 \text{ кг.}$$

Маса легкового автомобіля, що приходить на кожну з осей визначають за формулами:

$$M_1 = 0,46 M_a; \quad (1.8)$$

$$M_2 = 0,54 M_a. \quad (1.9)$$

Чисельні значення для легкового автомобіля у нашому випадку:

$$M_1 = 0,46 M_a = 653,2 \text{ кг.}$$

$$M_2 = 0,54 M_a = 766,8 \text{ кг.}$$

При виконанні розрахунково-графічної роботи задається повна вага автомобіля: легкових автомобілів G_a (Н) змінюється від: 10000 Н (варіант 1); для наступних варіантів шляхом додавання 1000 Н до ваги автомобіля попереднього варіанту (наприклад, для четвертого варіанту – $G_a = 13000$ Н).

Повна вага вантажних автомобілів змінюється від: 50000 Н (варіант

1); для наступних варіантів шляхом додавання 10000 Н до ваги автомобіля попереднього варіанту (наприклад, для четвертого варіанту – $G_a = 80000\text{Н}$).

Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішня швидкісна характеристика є залежністю ефективної потужності N_e , крутного моменту M_e , питомої g_e і погодинної G_T витрат палива від числа обертів n_e колінчастого вала двигуна при повному навантаженні.

Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики проведемо лише для двигуна легкового автомобіля при наступних вихідних даних:

– максимальна потужність двигуна $N_{e\max} = N_{\max} = 65\text{кВт}$;

– ефективна витрата палива $g_N = 237\text{г/кВт}\cdot\text{год}$ при $N_{e\max}$;

– частота обертання колінчастого вала двигуна при $N_{e\max}$ – $n_N = 5200\text{ хв}^{-1}$.

Ефективну потужність N_e у функції числа обертів n_e колінчастого вала двигуна можна розрахувати, використовуючи формулу С.Р.Лейдермана:

$$N_e = N_{e\max} \left[a + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_e}{n_N}, \quad (1.10)$$

де n_N – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній ($N_{e\max} = N_{\max}$) потужності;

N_e і n_e – поточне значення потужності і частоти обертання колінчастого вала.

Для бензинових двигунів $a = b = c = 1$; для дизелів: вихрекамерних – $a = 0,7$, $b = 1,3$, $c = 1,0$; передкамерних – $a = 0,6$, $b = 1,4$, $c = 1,0$.

При побудові графіків, слід задати 6...8 значень частоти обертання n_e в діапазоні від n_{\min} до n_{\max} . Мінімальну стійку частоту обертання колінчастого вала приймають рівною: для бензинових двигунів – $n_{\min} = 800\text{хв}^{-1}$; для дизелів – $n_{\min} = 600\text{хв}^{-1}$.

Значення ефективного моменту M_e двигуна (Н·м) визначається за формулою:

$$M_e = 9550(N_e/n_e). \quad (1.11)$$

Поточні значення питомого g_e (г/кВт·год) і погодинного G_T (кг/год) витрат палива можна визначити за формулами:

$$g_e = g_N \left[0,97 + 0,48 \left(\frac{n_e}{n_N} - 0,65 \right)^2 \right], \quad (1.12)$$

де g_N - ефективна витрата палива при $N_{e\max}$ (г/кВт·год); для бензинових двигунів: $g_N = (220...350)$, г/кВт·год; для дизелів: $g_N = (190...285)$, г/кВт·год;

$$G_T = N_e g_e 10^{-3}, \text{ кг/год} \quad (1.13)$$

Після підстановки відповідних значень у наведені формули отримуємо результати, які зводимо до таблиці 1.2

Таблиця 1.2– Розрахункові дані для побудови зовнішньої характеристики бензинового двигуна

$n_e, \text{хв.}^{-1}$	$\frac{n_e}{5200}$	$(\frac{n_e}{5200})^2$	$N_e, \text{кВт}$	$g_e, \text{г/кВт.год}$	$G_T, \text{кг/год}$	$M_e, \text{Н·м}$
800	0,154	0,024	11,30	257,88	2,92	134,9
2000	0,385	0,148	30,96	237,89	7,37	146,5
3200	0,615	0,379	49,41	230,03	11,36	147,46
4400	0,846	0,716	62,14	252,19	15,66	134,9
5200	1,000	1,000	65,00	243,82	18,86	119,4
5600	1,077	1,160	64,19	250,63	16,11	109,47

Згідно з даними таблиці 1.2 будується зовнішня швидкісна характеристика двигуна: графіки $N_e = f(n_e)$; $M_e = f(n_e)$; $g_e = f(n_e)$; $G_T = f(n_e)$.

Загальний вигляд типової зовнішньої швидкісної характеристики наведено на рисунку 1.1.

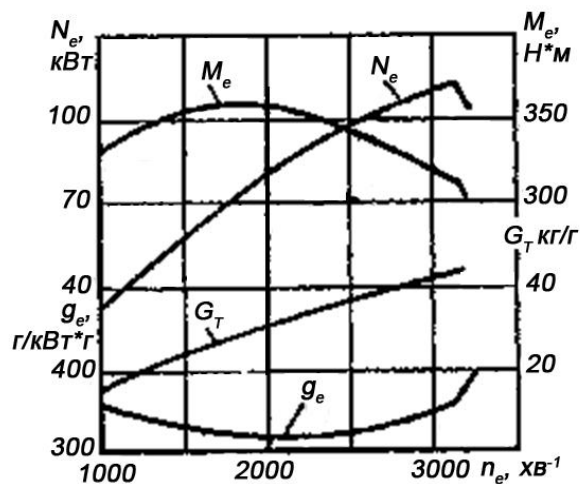


Рисунок 1.1 – Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна

Практичне заняття 2. Силовий баланс автомобіля

Сили, що діють на автомобіль під час його руху

Тягове зусилля на ведучих колесах автомобіля під час його руху витрачається на подолання різноманітних сил опору від дії зовнішніх сил, таких як: сила опору коченню, сила опору повітряного середовища, сила опору розганянню та сила опору підйому.

На рисунку 2.1 наведено схему сил, що діють на автомобіль у загальному випадку його руху.

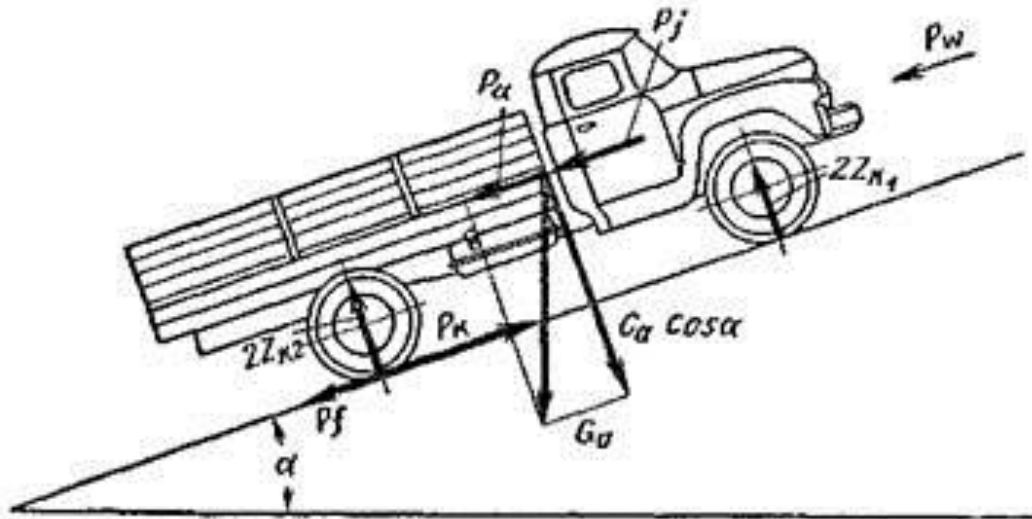


Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на автомобіль у загальному випадку його руху

1. Сила опору коченню коліс автомобіля P_f визначається за формулою:

$$P_f = f_k \cdot Z_k, \quad (2.1)$$

де f_k – коефіцієнт опору коченню (задається або вибирається з таблиць залежно від якості дороги і швидкості руху автомобіля); значення f_k наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Характеристики дорожнього покриття

Вид покриття та стан дороги	Коефіцієнти		№ вар.
	f_k	φ	
Цементо та асфальтобетон:			
сухий гладкий	0,012-0,025	0,5-0,6	1, 19
сухий шорсткий	0,020-0,025	0,7-0,9	2, 20
вологий	0,020-0,025	0,4-0,5	3, 21
вогкий	0,022-0,025	0,3-0,4	4, 22

брудний	0,025-0,028	0,2-0,3	5, 23
засніжений	0,028-0,035	0,2-0,3	6, 24
обледенілий	0,020-0,025	0,05-0,1	7, 25
Щебінь або гравій:			
оброблений в'яжучим матеріалом, сухий	0,020-0,025	0,6-0,7	8, 26
не оброблений в'яжучим матеріалом, сухий	0,025-0,030	0,5-0,6	9, 27
брудний	0,030-0,040	0,4-0,5	10,28
засніжений	0,030-0,050	0,3-0,4	11,29
заледенілий	0,030-0,040	0,1-0,2	12,30
Бруківка:			13
суха	0,025-0,035	0,4-0,5	14
мокра	0,025-0,035	0,3-0,4	15
брудна	0,035-0,055	0,2-0,3	16
засніжена	0,035-0,055	0,2-0,3	17
заледеніла	0,030-0,040	0,05-0,15	18
Сухий піщаний масив	0,20-0,25	0,40-0,45	19

Z_k – рівнодійна реакції дороги ($Z_k = G_a \cdot \cos\alpha$; G_a – повна вага автомобіля, Н).

Повна вага легкового G_a автомобіля визначається з наступної формули:

$$G_a = G_o + G_v + G_p, \text{ Н}$$

де G_p – вага пасажирів (разом з водієм). При розрахунках вважають, що вага однієї людини дорівнює 750 Н.

Для легкового автомобіля приймають вагу вантажу $G_v=500$ Н.

Навантаження на кожну з осей автомобіля визначають, виходячи з того, що в існуючих конструкціях навантаження на ведучі осі становить [12]:

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною за двигуном, а також у автобусів капосного компоновання на шасі вантажних автомобілів:

$$G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною над двигуном та зі здвоєними колесами задньої осі, а також у двовісних автобусів вагонного компоновання :

$$G_2 = (0,65 \dots 0,70) G_a ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів з кабіною над двигуном та з одинарними колесами задньої осі:

$$G_2 = (0,55 \dots 0,60) \text{ Ga} ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів напівкапотного компонування зі здвоєними колесами задньої осі, а також автобусів на їх базі :

$$G_2 = (0,67 \dots 0,68) \text{ Ga} ;$$

- у двовісних вантажних автомобілів напівкапотного компонування з одинарними колесами задньої осі, а також автомобілів на їх базі:

$$G_2 = (0,56) \text{ Ga} ;$$

- у тривісних вантажних автомобілів як капотного, так і безкапотного компонування зі здвоєними колесами задніх осей :

$$G_2 + G_3 = (0,75 \dots 0,78) \text{ Ga} ;$$

- у тривісних вантажних автомобілів з колесами задніх осей

$$G_2 + G_3 = (0,68 \dots 0,74) \text{ Ga} ;$$

- у задньоприводних легкових автомобілів та автобусів на їх базі :

$$G_2 = (0,50 \dots 0,56) \text{ Ga} ;$$

- у передньоприводних легкових автомобілів та автобусів на їх базі

$$G_1 = (0,51 \dots 0,56) \text{ Ga}.$$

2. Сила опору повітряного середовища P_w (Н) включає такі складові: тиск зустрічного потоку повітря, тертя повітря об поверхню автомобіля і силу, створювану розрідженням за автомобілем. Вона залежить від швидкості руху автомобіля, щільності повітря, геометрії передньої (лобової) частини автомобіля і визначається за такою формулою:

$$P_w = K_b \cdot F \cdot V^2, \text{ Н} \quad (2.2)$$

де $K_b = 0,5C_x \cdot \rho$ – коефіцієнт опору повітря, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ (таблиця 3); для легкових автомобілів дорівнює $0,2 \dots 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$, для вантажних $0,6 \dots 0,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$;

C_x – безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря; $\rho = 1,225 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина повітря; добуток $K_b \cdot F$ називають фактором обтічності; площа F може бути визначена з виразу:

$$F = \alpha \cdot B_r \cdot H_r, \quad (2.3)$$

де α – коефіцієнт заповнення площі: для легкових автомобілів $\alpha = 0,78 \dots 0,80$; для вантажних – $\alpha = 0,85 \dots 0,90$ (більші значення беруться для автомобілів більшої вантажопідйомності);

B_r, H_r – найбільші ширина та висота автомобіля; орієнтовні значення коефіцієнта сил опору повітря наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення коефіцієнта сил опору повітря

Тип автомобіля	$K_B, \text{H} \cdot \text{c}^2 / \text{M}^4$
Легкові автомобілі	0,2...0,35
Вантажні автомобілі	
бортові	0,5...0,7
з кузовом фургон	0,5...0,6
цистерни	0,55...0,65

В таблиці 2.3 наведено площі лобового опору автомобілів залежно від об'єму циліндрів двигуна.

Таблиця 2.3 – Площа лобового опору автомобілів

Назва параметрів	Класи автомобілів								
	до 8000 см ³	до 5000 см ³	до 3000 см ³	до 2000 см ³	до 1500 см ³	до 1100 см ³	до 750 см ³	до 500 см ³	до 350 см ³
Площа лобового опору F, M^2	1,3 - 1,5	1,3 - 1,5	1,2 - 1,3	1,2 - 1,3	1,1 - 1,2	1,1 - 1,2	1,0 - 1,1	0,9 - 1,1	0,9 - 1,1

V – максимальна швидкість автомобіля (м/с). Приймається згідно з таблицею 1.1. Через малість при швидкостях до 50 км / год значення сили P_w не враховується.

3. Сила опору при русі автомобіля на підйомі (спуску) визначається за формулою:

$$P_\alpha = \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (2.4)$$

де α – кут нахилу дорожнього полотна; для розрахунків приймають $0 < \alpha < 6^\circ$; $\sin \alpha = \text{tg} \alpha = i$. ($i = 0,03 \dots 0,07$ при $\alpha < 6^\circ$).

4. Сила загального опору руху автомобіля визначається за формулою:

$$P_\psi = P_f \pm G_a \cdot \sin \alpha = G_a (f_k \cos \alpha \pm \sin \alpha) = \psi \cdot G_a, \quad (2.5)$$

де $\psi = f_k \cos \alpha \pm \sin \alpha$ – коефіцієнт опору руху автомобіля; якщо $\alpha \rightarrow 0$, то $\cos \alpha \rightarrow 1$, $\sin \alpha = \text{tg} \alpha = i$. Тоді $\psi = f_k \pm i$ ($i = 0,03 \dots 0,07$ при $\alpha < 6^\circ$) – приведений коефіцієнт дорожнього опору.

Максимальне значення коефіцієнта опору Ψ_{max} приймають :

– для легкових автомобілів, а також вантажних автомобілів та автобусів, призначених для міжміських сполучень $\Psi_{max} = 0,25 \dots 0,30$;

- для інших вантажних автомобілів та автобусів $\Psi_{max} = 0,35 \dots 0,45$;
- для автомобілів підвищеної прохідності $\Psi_{max} = 0,45 \dots 0,55$;
- для автомобілів високої прохідності $\Psi_{max} = 0,60 \dots 0,70$.

5. Максимально допустима (без буксування) сила тяги автомобіля:

$$P_{\varphi} = G_2 \cdot \varphi. \quad (2.6)$$

Чисельні значення φ наведено в таблиці 2.1, а G_2 для різних типів автомобілів наведено далі.

Необхідною умовою для руху автомобіля без буксування є – $P_{\psi} \leq P_{\varphi}$.

6. Сила інерції при русі автомобіля P_j визначається за формулою:

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot j \quad (2.7)$$

У формулу (2.7) підставляється максимальне прискорення при розганянні автомобіля від 0 до 100 км/год. Для його визначення потрібно взяти час розганяння автомобіля до 100 км / год за прототипом (якщо автомобіль має меншу максимальну швидкість, то береться час до її досягнення при розганянні автомобіля).

Максимальне прискорення визначається у такий спосіб. Наприклад, автомобіль "Жигули" розганяється до швидкості 100 км/год за 19 секунд. Якщо вважати рух автомобіля на ділянці розгону рівноприскореним, то максимальне його прискорення $j = v/t = 28 \text{ м/с} : 19 \text{ с} = 1,5 \text{ м/с}^2$.

Значення часу розганяння до 100 км/год для сучасних легкових автомобілів становить 5...25 с, для вантажних – 15...50с.

Орієнтовні значення максимальних прискорень (у м/с^2) при розганянні автомобіля з максимальною інтенсивністю складають: для легкових автомобілів – 1,0 ... 2,5 на першій і 0,8 ... 1,2 – на вищій передачах; для вантажних автомобілів відповідно – 1,7 ... 2,0 і 0,25 ... 0,5; для автобусів – 1,8 ... 2,3 і 0,4 ... 0,8 м/с^2 .

Найчастіше прискорення визначають для руху автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi = 0,02 \dots 0,04$.

7. Силу тяги P_k на ведучих колесах визначають за формулою.

$$P_k = \frac{M_e \cdot I_{Ti} \cdot \eta_T}{r_k}, \text{ Н} \quad (2.8)$$

де M_e – крутний момент колінчастого вала двигуна;

I_{Ti} – передавальне число трансмісії на i -тій передачі;

η_T – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

r_d – динамічний радіус колеса; $r_d = 0,28 \dots 0,33 \text{ м}$ (легкові автомобілі); $r_d = 0,48 \dots 0,55 \text{ м}$ (вантажні автомобілі середнього класу); приймають $r_d = r_k$.

Значення M_e , що входить у формулу (2.8), беруть з зовнішньої швидкісної характеристики.

Орієнтовні значення: $M_{e_{max}} = 94 \dots 150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для легкових

автомобілів; $M_{\text{емax}} = 250 \dots 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для вантажних автомобілів середнього класу.

Передавальне число трансмісії визначають за формулою:

$$I_T = \frac{P_{\psi} \cdot r_D}{M_{eN} \cdot \eta_T} \quad (2.9)$$

Передавальні числа трансмісії для автомобіля-прототипу також можна знайти в електронних засобах інформації або в технічній літературі.

Наприклад, на автомобілях ВАЗ-2101, -2106, -2105 передавальні числа (i_{ki}) коробки передач (КПП) наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Передавальні числа КПП автомобілів

Коробка передач автомобіля	Передавальне відношення на передачі, i_{ki}			
	I	II	III	IV
ВАЗ-2101	3,74	2,29	1,49	1
ВАЗ-2105	3,67	2,09	1,36	1
ВАЗ-2106	3,24	1,99	1,29	1

Передавальні числа редуктора головної передачі (i_0) на автомобілях ВАЗ-2101, 2106, -2105 відповідно 4,44; 4,10; 3,90.

$$i_T = i_{ki} \times i_0 \quad (2.10)$$

Значення коефіцієнтів корисної дії (ККД) трансмісії для деяких автомобілів наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Орієнтовні значення ККД трансмісії автомобіля η_T

Тип автомобіля	Колісна формула	ККД
Вантажні автомобілі та автобуси з одинарною головною передачею	4x2	0,90...0,92
	4x4, 6x4	0,86...0,88
Вантажні автомобілі та автобуси з подвійною головною передачею	4x4, 6x4	0,82...0,84
	6x6	0,78...0,80
Легкові автомобілі та автобуси особливо малого та малого класів	4x2	0,92...0,94

Динамічний радіус коліс (r_d в м) орієнтовно має значення: 0,28...0,40 – ВАЗ; 0,30...0,32 – ІЖ; 0,42 – Волга, ГАЗ; 0,47 – ЗІЛ; 0,5 – МАЗ, КАМАЗ

Розрахунок і побудова діаграми силового балансу автомобіля

Тягова сила P_K на ведучих колесах автомобіля при його русі витрачається на долаття сил опору руху, а рівняння силового балансу в такому випадку має вигляд:

$$P_K = P_f \pm P_\alpha + P_w \pm \delta_{об} \cdot P_j = P_\psi + P_w \pm \delta_{об} \cdot P_j, \quad (2.11)$$

де $P_\psi = P_f \pm P_\alpha$ – рівнодійна сил опору дороги;

$\delta_{об} = 1 + (0,04 + 0,05 \cdot i_k^2) \frac{G_a}{G_{a0}}$ – коефіцієнт обертових мас автомобіля

(маховик і всі деталі, що до нього приєднуються); i_k – передавальне число коробки передач; G_{a0} – вага порожнього; G_a – вага завантаженого автомобіля.

Вільну силу (запас сили тяги) автомобіля визначають як різницю між силою тяги і силою опору повітря, тобто:

$$P_a = P_K - P_w. \quad (2.12)$$

Проведено розрахунки сил для силового балансу легкового автомобіля, основні параметри якого наступні.

Маса легкового автомобіля з об'ємом циліндрів інжекторного двигуна 2000см^3 – 1525кг ; максимальна потужність двигуна $N_{e\max} = N_{\max} = 65\text{кВт}$; $g_N = 237\text{г/кВт.год}$ – ефективна витрата палива при $N_{e\max}$; частота обертання колінчастого вала при $N_{e\max}$ – $n_N = 5200 \text{ хв}^{-1}$; максимальна швидкість руху автомобіля $V_{\max} = 165\text{км/год}$; коефіцієнт опору дороги $\psi_{\max} = 0,3$.

Автомобіль рухається рівномірно, горизонтально ($\alpha=0$) по сухому асфальту; передавальні числа: головної передачі – $i_0 = 3,09$; КПП – $3,64$ (перша передача), $1,95$ (друга), $1,36$ (третя), $0,94$ (четверта), $0,78$ (п'ята); радіус колеса автомобіля $r_k = 0,33\text{м}$; коефіцієнт обтічності автомобіля $K_B = 0,3$; потужність, крутний момент беруться з зовнішньої характеристики двигуна.

За формулою (2.5) знаходимо сумарну силу дорожнього опору за умови, що автомобіль рухається по горизонтальній площині ($\alpha=0$; $\psi=0,3$):

$$P_\psi = 0,3 \cdot 1525 \cdot 9,81 = 4488\text{Н}.$$

Швидкість руху автомобіля визначаємо за наступною формулою:

$$V_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_k \cdot n}{60 \cdot i_{ks} \cdot i_0}. \quad (2.13)$$

Після підстановки значень розрахункових параметрів отримаємо формулу:

$$V_i = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,33 \cdot n_e}{60 \cdot 3,09 \cdot I_{ki}} = 0,011 \cdot \frac{n_e}{I_{ki}} \text{ м/с.} \quad (2.14)$$

Для прийнятих частот обертання колінчастого вала двигуна (таблиця 1.1) і заданих за умовою передавальних чисел коробки передач проводимо розрахунки можливих швидкостей автомобіля.

Результати розрахунку наведено в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Результати розрахунку можливих швидкостей автомобіля

Швидкість автомобіля, V_i м/с при n_e , хв. ⁻¹	Передавальне число КПП				
	$I_{k1} = 3,64$	$I_{k2} = 1,95$	$I_{k3} = 1,36$	$I_{k4} = 0,94$	$I_{k5} = 0,78$
800	2,42	4,51	6,47	9,36	11,28
2000	6,04	11,28	16,18	23,40	28,20
3200	9,67	18,05	25,88	37,44	45,13
4400	13,30	24,82	35,59	51,49	62,05
5200	15,71	29,33	42,06	60,85	73,33
5600	16,92	31,59	45,29	65,53	78,97

Силу опору повітряного середовища P_w (Н) визначаємо за формулою (2.2).

Формула (2.2) після підстановки параметрів: $K_b = 0,3 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ (таблиця 2.2); для автомобіля, літраж якого $V_h = 2000 \text{ см}^3$ і площа міделя $F = 1,3 \text{ м}^2$ (таблиця 2.3), – набуває вигляду:

$$P_w = K_b \cdot F \cdot V^2 = 0,3 \cdot 1,3 \cdot V^2 = 0,39 \cdot V^2, \text{ Н} \quad (2.15)$$

Результати розрахунку наведено в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку сил опору повітря

Сила опору повітря, P_w , Н; при n_e , хв. ⁻¹	Передавальне число КПП				
	$I_{k1} = 3,64$	$I_{k2} = 1,95$	$I_{k3} = 1,36$	$I_{k4} = 0,94$	$I_{k5} = 0,78$
800	2,28	7,93	16,33	34,17	49,62
2000	14,24	49,63	102,10	213,55	310,14
3200	36,47	127,49	261,21	546,68	794,32
4400	68,99	240,25	493,99	1033,98	1501,58
5200	96,25	335,50	689,92	1444,06	2097,14
5600	111,65	389,19	707,42	1674,73	2432,14

Визначаємо силу тяги P_k на ведучих колесах за формулою (2.8), прийнявши ККД трансмісії згідно з таблицею 2.6 – $\eta_T = 0,93$:

$$P_k = \frac{M_e \cdot I_{Ti} \cdot \eta_T}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_{ki} \cdot \eta_T}{r_k} = \frac{M_e \cdot 3,09 \cdot i_{ki} \cdot 0,93}{0,33} = 8,71 \cdot M_e \cdot i_{ki}, \text{Н.} \quad (2.16)$$

Для визначення залежності сили тяги на ведучих колесах від швидкості руху автомобіля (кількості обертів колінчастого вала двигуна) і певної передачі коробки передач беремо значення M_e з таблиці 1.1.

Результати розрахунку наведено в таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Результати розрахунку сили тяги автомобіля

Сила тяги, P_k , Н при M_e	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
134,9	4277,0	2291,2	1598,0	1151,5	916,5
146,5	4644,7	2488,2	1735,4	1199,5	995,3
147,46	4675,1	2504,5	1746,8	1207,3	1001,8
134,9	4276,9	2291,2	1598,0	1104,5	916,5
119,4	3785,5	2027,9	1414,4	977,6	811,2
109,47	3470,7	1859,3	1296,7	896,3	743,7

Максимально допустима (без буксування) сила тяги автомобіля:

$$P_\varphi = G_2 \cdot \varphi.$$

Для легкового автомобіля при русі по сухому асфальту чисельне значення коефіцієнта зчеплення приймаємо $\varphi=0,6$ (таблиця 2.1), а також, враховуючи, що для задньоприводного автомобіля $G_2 = (0,50 \dots 0,56) \cdot G_a$, знаходимо $G_2 = 0,53 \cdot 1525 \cdot 9,81 = 7928,93$ Н. Необхідною умовою для руху автомобіля без буксування є: $P_\psi \leq P_\varphi$.

Отже, у нашому випадку сила зчеплення коліс автомобіля з дорогою становить:

$$P_\varphi = 7928,93 \cdot 0,6 = 4757,4 \text{ Н.}$$

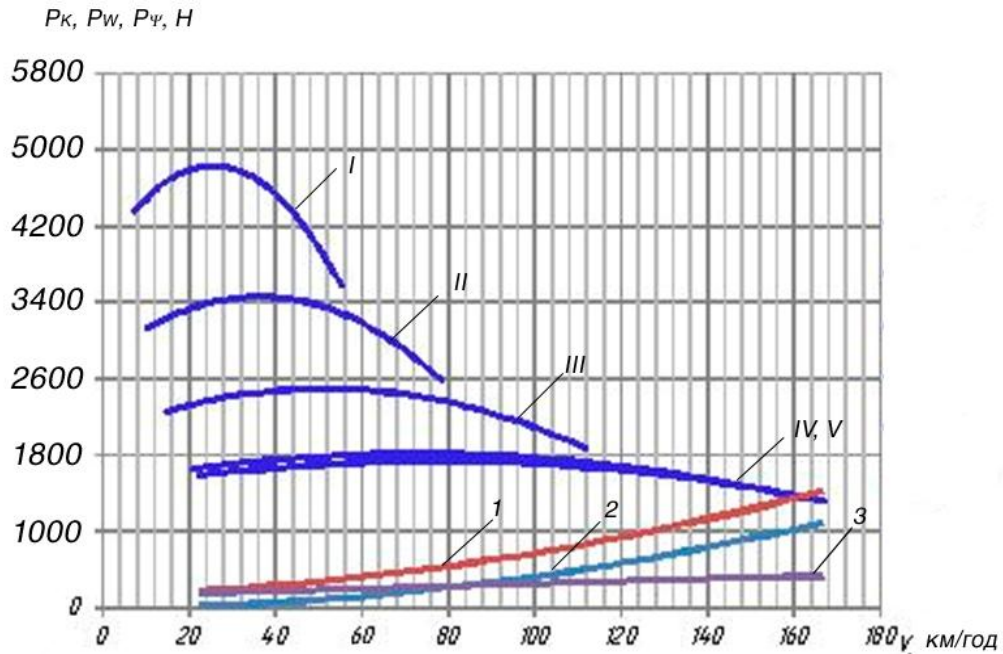
Порівнюючи отриманий результат з даними таблиці 2.8, встановлюємо, що умова руху автомобіля без буксування виконується.

Для побудови таблиці 2.8 використано таблицю 1.1, де наведено значення $M_e=f(n_e)$. Отже, використовуючи дані таблиць 1.1 і 2.9, можна побудувати тягову характеристику автомобіля залежно від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

Для побудови діаграми силового балансу залежно від швидкості руху автомобіля в м/с достатньо замінити по осі абсцис частоти обертання відповідними для різних передач КПП швидкостями. Швидкість

автомобіля в км/год визначається множенням значень швидкості в м/с на коефіцієнт 3,6.

Діаграма силового балансу будується за зразком, що наведено на рисунку 2.2, де графіки сил опору кочення, опору повітря і сил тяги на ведучих колесах побудовані у залежності від швидкості руху автомобіля.



I, II, III, IV, V – P_k для відповідних передач КПП; 1 – $P_\psi + P_w$; 2 – P_w ; 3 – P_ψ
Рисунок 2.2 – Діаграма силового балансу автомобіля

Із рисунку 2.2 видно, що графік сили тяги на четвертій і п'ятій передачах (криві IV, V) перетинаються з сумарною кривою сил опору коченню і опору повітря (крива 3) при швидкості 164 км/год, що і є максимальною швидкістю руху автомобіля.

Практичне заняття 3

Баланс потужності автомобіля

По аналогії з тяговим балансом розраховують баланс потужності автомобіля за формулою:

$$N_e = N_T + N_\psi + N_w + N_j, \text{ кВт} \quad (3.1)$$

де N_e – потужність двигуна;

N_T – потужність, витрачена на привод трансмісії;

N_ψ – потужність, витрачена на подолання опору дороги;

N_w – потужність, витрачена на подолання опору повітря;

N_j – потужність, витрачена на подолання сил інерції.

Потужність потрачена на опір дороги, подолання опору повітря, тертя в трансмісії і сил інерції визначається відповідно за формулами:

$$N_\psi = P_\psi \cdot V \cdot 10^{-3} \text{ (кВт)}, \quad (3.2)$$

$$N_w = P_w \cdot V \cdot 10^{-3} \text{ (кВт)}, \quad (3.3)$$

$$N_T = P_T \cdot V \cdot 10^{-3} \text{ (кВт)}, \quad (3.4)$$

$$N_j = P_j \cdot V \cdot 10^{-3} \text{ (кВт)}, \quad (3.5)$$

Розрахунок сил опору повітря залежно від швидкості руху автомобіля було визначено за формулою (2.15) в попередній темі. Результати розрахунку наведено в таблиці 2.8.

Результати розрахунку потужності за формулою (3.3), яка витрачається на подолання сил опору повітря при русі автомобіля, наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку потужності, яка витрачається на подолання сил опору повітря при русі автомобіля

Частота обертання, к. в., n_e , ХВ^{-1}	$N_w = P_w \cdot V \cdot 10^{-3}$, кВт				
	Передавальне число КПП				
	$I_{к1}= 3,64$	$I_{к2}= 1,95$	$I_{к3}= 1,36$	$I_{к4}= 0,94$	$I_{к5}= 0,78$
800	0,006	0,036	0,106	0,320	0,560
2000	0,086	0,560	1,652	4,997	8,746
3200	0,353	2,301	6,76	20,468	36,007
4400	0,918	5,963	17,581	53,240	93,173
5200	1,512	9,840	29,018	87,871	153,783
5600	1,889	12,295	32,039	109,745	192,066

Сила опору дороги з урахуванням швидкості руху автомобіля P_ψ (впливає на коефіцієнт тертя кочення) визначається за формулою:

$$P_\psi = G_a \cdot \left[f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right) \right], \text{ Н.} \quad (3.6)$$

Орієнтовні значення f_0 : 0,014...0,018 – асфальт, бетон; 0,02...0,025 – гравій; 0,025...0,035 – ґрунтове покриття.

Після підстановки розрахункових параметрів (приймавши мінімальне значення $f_0=0,012$, таблиця 2.1) формула (3.6) набуває вигляду:

$$P_{\psi} = 1525 \cdot 9,81 \cdot \left[0,012 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right) \right] = 179,5 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right), \text{ Н.} \quad (3.7)$$

Результати розрахунку сил опору дороги наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку сил опору дороги при русі автомобіля

Частота обертання, к. в., n_e , ХВ^{-1}	$P_{\psi} = 179,5 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{2000} \right), \text{ Н}$				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
800	180,03	181,32	183,26	187,36	190,92
2000	182,77	190,92	203,00	228,64	250,87
3200	187,89	208,74	239,61	305,31	362,30
4400	195,38	234,79	293,18	417,45	525,06
5200	201,65	256,71	338,27	511,82	662,11
5600	205,19	269,06	363,59	564,90	739,20

Потужність, витрачену на подолання сил опору дороги, визначаємо за формулою (3.2). Результати розрахунку наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3– Результати розрахунку потужності на подолання сил опору дороги при русі автомобіля

Частота обертання, к. в., n_e , ХВ^{-1}	$N_{\psi} = P_{\psi} \cdot V \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
1	2	3	4	5	6
800	0,436	0,818	1,186	1,754	2,154

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6
2000	1,104	2,154	3,285	5,350	7,075

3200	1,817	3,768	6,201	11,43	16,35
4400	2,599	5,827	10,434	21,495	32,580
5200	3,168	7,529	14,228	31,144	48,553
5600	3,472	8,500	16,467	37,018	58,375

Сумарну силу опору трансмісії визначають за наступною формулою:

$$P_T = 0,5 \cdot P_{x0} \cdot (\mu_T + 2) + \mu_T \cdot (P_\psi + P_W) + \alpha \cdot V, \text{ Н}, \quad (3.8)$$

де μ_T – коефіцієнт, що характеризує втрати в трансмісії і розраховується, виходячи з середніх значень коефіцієнтів тертя в зубчастих і карданних передачах; $\mu_T = 0,016 \dots 0,076$; для легкових автомобілів з колісною формулою 4x2 можна приймати $\mu_T = 0,036$;

$P_{x0} = 20 \dots 40$ (Н) – сила опору прокручуванню валів агрегатів трансмісії за відсутності руху автомобіля; приймаємо для розрахунку $P_{x0} = 30$ Н;

$\alpha = 0,077 \dots 7,75$ (Н·с / м) – коефіцієнт швидкісних втрат (в основному – гідравлічних) в трансмісії (менші значення для легкових автомобілів); приймаємо для легкового автомобіля $\alpha = 0,175$ Н·с / м;

V – швидкість руху автомобіля. м/с. V (м/с) = V (км/год) / 3,6.

Після підстановки відповідних значень, що обумовлено вихідними даними прикладу, формула (3.8) набуває вигляду:

$$P_T = 30,54 + 0,036 \cdot (P_\psi + P_W) + 0,175 \cdot V, \text{ Н}. \quad (3.9)$$

Додаючи до значень сил опору повітря (таблиця 2.8) значення сили опору дороги (таблиця 3.2), отримуємо суму сил опору дороги і повітря. Результати розрахунку наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку суми сил опору дороги і повітря

Частота обертання к. в., n_e , ХВ.^{-1}	$P_\psi + P_W, \text{ Н}$				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1} = 3,64$	$I_{K2} = 1,95$	$I_{K3} = 1,36$	$I_{K4} = 0,94$	$I_{K5} = 0,78$
800	182,3	189,3	199,6	221,5	240,5
2000	196,9	240,6	305,1	442,2	561,0
3200	224,4	336,2	500,8	852,0	1156,6
4400	264,4	475,0	787,2	1451,4	2026,6
5200	297,9	592,2	1028,2	1955,9	2759,2
5600	316,8	658,3	1071,0	2239,6	3171,3

Далі знаходимо третю складову у формулі (3.9) справа (таблиця 3.5).

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку складової у формулі (3.9)

Частота обертання к. в., n_e , ХВ^{-1}	0,175 · V				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
800	0,424	0,789	1,132	1,638	1,974
2000	1,057	1,974	2,832	4,095	4,935
3200	1,692	3,159	4,529	6,552	7,898
4400	2,328	4,344	6,228	9,010	10,859
5200	2,749	5,133	7,361	10,649	13,183
5600	2,961	5,528	7,926	11,468	13,820

Результати розрахунку сил опору трансмісії за формулою (3.9) наведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку сил опору трансмісії автомобіля

Частота обертання , к. в., n_{e1} , ХВ^{-1}	$P_T = 30,54 + 0,036 \cdot (P_{\psi} + P_W) + 0,175 \cdot V$, Н.				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
800	37,5	38,1	38,9	40,2	41,2
2000	38,7	41,2	44,4	50,6	55,7
3200	40,3	45,8	53,1	67,8	80,1
4400	42,4	52,0	65,1	91,8	114,4
5200	44,0	57,0	74,9	111,6	143,1
5600	44,9	59,8	77,0	122,6	158,5

Потужність, потрачену на опір трансмісії, визначаємо за формулою (3.4). У нашому випадку отримуємо шляхом перемножування значень таблиць 2.7 і 3.6.

Результати розрахунку потужності, витраченої на подолання сил опору в трансмісії автомобіля, наведено в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Результати розрахунку потужності на додання сил опору трансмісії під час руху автомобіля

Частота обертання , к. в., n_e , ХВ^{-1}	$N_T = P_T \cdot V \cdot 10^{-3}$, кВт				
	Передавальне число КПП				
	$I_{K1}= 3,64$	$I_{K2}= 1,95$	$I_{K3}= 1,36$	$I_{K4}= 0,94$	$I_{K5}= 0,78$
800	0,090	0,172	0,252	0,376	0,465
2000	0,234	0,465	0,718	1,184	1,571
3200	0,390	0,827	1,374	2,538	3,615

4400	0,564	1,291	2,317	4,727	7,099
5200	0,691	1,672	3,150	6,791	10,494
5600	0,760	1,889	3,487	8,009	12,517

Сила інерції рухомих мас трансмісії визначається за формулою:

$$P_j = \pm M_a \cdot \delta \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (3.10)$$

У зв'язку із складністю визначення сили інерції, можливістю мати в експлуатації автомобіля як додатні, так і від'ємні її значення, у розрахунку балансу потужностей автомобіля її, як правило, не враховують або враховують з додатним знаком (гірший випадок). При рівномірному русі автомобіля $P_j = 0$ ($N_j = 0$).

На рисунку 3.1 наведено графік балансу потужності автомобіля.

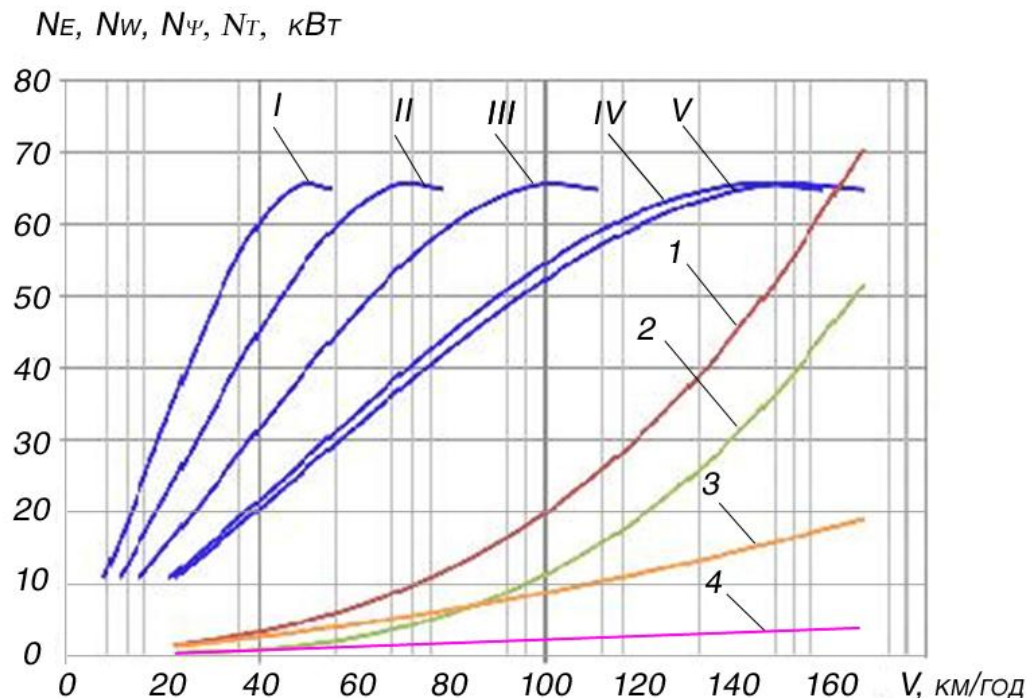


Рисунок 3.1 – Діаграма балансу потужності автомобіля

Із рисунку 3.1 видно, що потужності двигуна автомобіля на четвертій і п'ятій передачах КПП (дві праві криві IV і V) достатньо для подолання сумарних сил опору на швидкості до 165 км/год (криві потужності на 4-й і 5-й передачах перетинаються з сумарною кривою 1 сил опору коченню – крива 3, трансмісії – крива 4 і опору повітря – крива 2 при швидкості 165 км/год, що і є максимальною швидкістю руху автомобіля.

Практичне заняття 4

Розрахунок зчеплення автомобіля

Вихідні дані:

Дано: $m_a = 11500$ кг – повна маса автомобіля; $m_n = 0$ кг – повна маса причепа; максимальний крутний момент колінчастого вала двигуна $M_{dmax} = 400$ Н · м; максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна

$\omega_{max} = 335,1$ рад / с ($n = 3200$ хв⁻¹); $\delta = 5$ мм – товщина фрикційної накладки муфти зчеплення; $i_k = 4,10$ $i_{i0} = 6,37$ – передавальні числа відповідно коробки передач і головної передачі; $\delta = 1,05$ – коефіцієнт врахування оберткових мас автомобіля.

Геометричні параметри зчеплення

По відомому значенню максимального крутного моменту двигуна і прийнятому запасу муфти зчеплення ($\beta = 1,8 \dots 3,0$; приймаємо $\beta = 2,25$) розраховуємо статичний момент зчеплення M_C за формулою:

$$M_C = \beta \cdot M_{dmax}. \quad (4.1)$$

Після підстановки значень параметрів знаходимо:

$$M_C = 2,25 \cdot 400 = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначаємо зовнішній діаметр веденого диска муфти зчеплення за формулою:

$$D_3 = 2R = 2,5 \cdot 3 \sqrt{\frac{\beta \cdot M_{dmax}}{\pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot i}}, \quad (4.2)$$

де p_0 – тиск на диски муфти, необхідний для надійної передачі крутного моменту; допустиме значення тиску на диски муфти зчеплення

$[p_0] = 0,2 \dots 0,25$ МПа; приймаємо $p_0 = 0,2$ МПа;

μ – розрахунковий коефіцієнт тертя при проектуванні зчеплення;

$\mu = 0,2 \dots 0,3$; приймаємо $\mu = 0,26$;

i – число пар тертя; приймаємо $i = 2$.

Чисельне значення:

$$D_3 = 2R = 2,5 \cdot 3 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 400}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 10^6 \cdot 0,26 \cdot 2}} = 34,3 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр фрикційної накладки визначають за співвідношенням:

$$d_g = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_3. \quad (4.3)$$

Знаходимо чисельне значення:

$$d_g = 0,55 \cdot D_3 = 0,55 \cdot 34,3 = 188 \text{ мм}.$$

Оцінка зносостійкості зчеплення

Для оцінки ступеня навантаження і зносостійкості накладок зчеплення попередньо оцінюють параметри: – тиск на фрикційній поверхні;
– питому роботу буксування зчеплення.

Розрахунок тиску на фрикційні поверхні (Па) проводять за формулою:

$$p_0 = \frac{P_{np}}{F} \leq [p_0], \quad (4.4)$$

де P_{np} - сила нормального стиснення дисків, Н;

F - площа робочої поверхні однієї фрикційної накладки, що визначається за формулою:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - d_B^2)}{4}. \quad (4.5)$$

Чисельне значення:

$$F = 0,785 \cdot (0,343^2 - 0,188^2) = 0,065, \text{ м}^2,$$

Силу нормального тиску (Н) визначаємо за формулою:

$$P_{np} = \frac{\beta \cdot M_{\text{дmax}}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}, \quad (4.6)$$

де $M_{\text{дmax}}$ – максимальний момент колінчастого вала двигуна, Н · м;

$\beta = 2,25$ – коефіцієнт запасу зчеплення; $\mu = 0,26$ – коефіцієнт тертя;

R_{cp} - середній радіус фрикційної накладки,

$$R_{cp} = \frac{D_3 + d_B}{4} = \frac{0,343 + 0,188}{4} = 0,133 \text{ м.}$$

Отже,

$$P_{np} = \frac{2,25 \cdot 400}{0,26 \cdot 0,133 \cdot 2} = 13013 \text{ Н}; \quad p_0 = \frac{13013}{0,065} = 200204,6 \leq [p_0] \text{ Па};$$

$$0,2 < 0,2 \dots 0,25 \text{ МПа.}$$

Таким чином, необхідний ресурс накладок забезпечено.

Розрахунок питомої роботи буксування зчеплення здійснюють за формулою:

$$L_{y\delta} = \frac{L_{\delta}}{F_{\text{сум}}}, \quad (4.7)$$

де $L_{y\delta}$ - питома робота буксування;

L_{δ} - робота буксування при зрушуванні автомобіля з місця, Дж;

$F_{\text{сум}}$ - сумарна площа робочих поверхонь накладок, м²;

$$L_{\delta} = \frac{3 \cdot M_{\text{дmax}} \cdot J_a \cdot \omega^2 \cdot b}{2 \cdot M_{\text{дmax}} - 3 \cdot M_m} \text{ Дж}, \quad (4.8)$$

де J_a - момент інерції автомобіля, приведений до вхідного вала коробки переміни передач, кг · м², що визначають за формулою:

$$J_a = \delta \cdot (m_a + m_n) \cdot \frac{r_k^2}{i_k^2 \cdot i_0^2}, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2, \quad (4.9)$$

де $m_a = 10525$ кг – повна маса автомобіля; $m_{\Pi} = 0$ кг – повна маса причепа;
 $r_k = 0,48$ м – радіус колеса автомобіля;

i_k і i_0 – передавальні числа відповідно коробки передач і головної передачі ($i_k = 4,10$, $i_0 = 6,37$); $\delta = 1,05$ - коефіцієнт врахування обертових мас.

Чисельне значення моменту інерції автомобіля:

$$J_a = 1,05 \cdot (11500 + 0) \cdot \frac{0,48^2}{4,1^2 \cdot 6,37^2} = 4,08, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2;$$

ω - частота обертання колінчастого вала двигуна, с^{-1} : для автомобіля з бензиновим двигуном:

$$\omega = \frac{\omega_M}{3} + 150 = \frac{182}{3} + 150 = 210,7 \text{ с}^{-1},$$

де $\omega_M = 182 \text{ с}^{-1}$ – кутова частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті;

b - коефіцієнт, що дорівнює 1,23 для автомобілів з бензиновими двигунами;

M_m - момент опору руху при зрушуванні з місця, Н·м:

$$M_m = g \cdot \frac{(m_a + m_n) \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_T}{i_k \cdot i_0}, \quad (4.10)$$

де $\psi = 0,016$ – коефіцієнт опору коченню (на горизонтальній дорозі з асфальтовим покриттям); $\eta_T = 0,82$ - к.к.д. трансмісії.

Отже:

$$M_m = 9,8 \cdot \frac{(11500 + 0) \cdot 0,016 \cdot 0,48 \cdot 0,82}{4,1 \cdot 6,37} = 27,18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$L_{\bar{\sigma}} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 4,08 \cdot 210,7^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 400 - 3 \cdot 27,18} = 0,372 \text{ МДж}.$$

$$L_{y\delta} = \frac{0,372}{2 \cdot 0,065} = 2,86 \text{ МДж/м}^2.$$

$L_{y\delta} = 2,86 \text{ МДж/м}^2 < [L_{y\delta}] = 4 \text{ МДж/м}^2$; тобто потрібний ресурс накладок забезпечено.

Оцінка теплонапруженості зчеплення

Нагрівання деталей зчеплення за одне включення визначаємо за формулою:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L_{\bar{\sigma}}}{c \cdot m_{\delta}} \leq [\Delta t] \text{ } ^\circ \text{C}, \quad (4.11)$$

де $\gamma = 0,5$ - частина теплоти, що витрачається на нагрівання деталі;

$c = 482 \text{ Дж / (кг}\cdot\text{К)}$ - теплоємність деталі;
 $m_{\partial} = 32 \text{ кг}$ - маса деталей зчеплення; $[\Delta t] = 10 \dots 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 0,3372 \cdot 10^6}{482 \cdot 32} = 10,93 \leq [\Delta t].$$

Таким чином, теплонапруженість зчеплення прийнятна.

Практичне заняття 5

Розрахунок деталей зчеплення на міцність

Розрахунок натискних пружин зчеплення

Зусилля, що розвивається однією пружиною визначають за формулою:

$$P'_{np} = \frac{1,2 \cdot P_{np}}{0,85 \cdot Z} = 1,4 \cdot \frac{P_{np}}{Z} \leq 1000 \text{ Н}, \quad (5.1)$$

де $Z=24$ – число пружин.

Чисельне значення:

$$P'_{np} = 1,4 \cdot \frac{13013}{24} = 759,1 \leq 1000 \text{ Н}.$$

Приймаємо відношення діаметрів проволочи $m = D/d = 6$, тоді потрібний діаметр проволочи для пружин зчеплення визначимо за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P'_{np} \cdot (m-1) \cdot y}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (5.2)$$

де y - коефіцієнт концентрації напружень, при $m = 6$ $y = 1,25$;
 $[\tau_{кр}] = 700 \dots 900$ МПа - допустиме напруження на кручення.

Після підстановки значень параметрів знаходимо:

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 759,1 \cdot (6-1) \cdot 1,25}{3,14 \cdot 700}} = 4,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо значення $d = 4,5$ мм.
Визначаємо діаметр витка пружини, враховуючи відомі d і m :

$$D = d \cdot m = 4,5 \cdot 6 = 27 \text{ мм}.$$

Число робочих витків пружини визначають за формулою:

$$n_{np} = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot c} \leq [n_{np}] = 4 \dots 8, \quad (5.3)$$

де $G = 9 \times 10^4$ МПа - модуль пружності при крученні;

$$c = \frac{\Delta P}{\Delta f}, \quad (5.4)$$

де c – жорсткість пружини,

$\Delta P = 0,2 \cdot P'_{np} = 0,2 \cdot 759,1 = 151,8 \text{ Н}$ – приріст сил опору пружини при виключенні зчеплення;

$\Delta f = (0,75 \dots 1,25) \cdot i + \delta$ – приріст стиснення пружини при вимиканні зчеплення; i – число пар тертя; $\delta = 1,0 \dots 1,5$ мм – осьова деформація веденого диска. Тоді:

$$\Delta f = 1,25 \cdot 2 + 1,5 = 4 \text{ мм}.$$

$$c = \frac{151,8}{4} = 38 \text{ Н/мм} < 50 \dots 90 \text{ Н/мм}.$$

$$n_{np} = \frac{4,5^4 \cdot 9 \cdot 10^4}{8 \cdot 27^3 \cdot 38} = 6,16 \leq [n_{np}] = 4 \dots 8.$$

Розрахунок пружин демпфера зчеплення

Для розрахунку пружин демпфера зчеплення за статистичними даними і автомобілем-аналогом приймаємо:

- $Z = 8$ – число пружин демпфера;
- $D = 4$ мм – діаметр проволочи;
- $D_{cp} = 16$ мм – середній діаметр витка;
- $n_{п} = 5$ – повне число витків;
- $C = 300$ Н/мм – жорсткість пружини;
- $M_{тр} = 100 \dots 200$ Н·м – момент тертя фрикційних елементів демпфера.

Момент попередньої зтяжки пружин:

$$M_{non} = 0,2 \cdot M_{\delta max} = 0,2 \cdot 400 = 80,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Максимальне напруження пружини демпфера визначаємо за формулою:

$$M_{\delta max} = \frac{M_{non} \cdot \beta}{n}, \quad (5.5)$$

де n – число ведених дисків зчеплення.

Підставимо у формулу (5.5) значення розрахункових параметрів :

$$M_{\delta max} = \frac{80,0 \cdot 2,25}{1} = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Зусилля, що стискує одну пружину демпфера визначають за формулою:

$$P'_{np} = \frac{M_{\delta max}}{R \cdot z}, \quad (5.6)$$

де $R = 0,08$ м – радіус прикладання зусилля до пружини; z – число пружин.

$$P'_{np} = \frac{180}{0,08 \cdot 8} = 281,2 \text{ Н}.$$

Беручи до уваги велику жорсткість пружин демпфера, обчислюємо напруження за формулою, що враховує форму перерізу, кривизну витка і вплив поперечної сили, а саме:

$$\tau_{max} = \frac{8 \cdot P'_{np} \cdot D_{cp}}{\pi \cdot D^3} \cdot K \leq [\tau], \text{ Па}, \quad \dots\dots\dots(5.7)$$

де K – коефіцієнт, що враховує форму перерізу, кривизну витка і вплив поперечної сили на міцність; $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа.

$$K = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c},$$

де $c = \frac{D_{cp}}{D} = \frac{16}{4} = 4$, тоді $K = \frac{4 \cdot 4 - 1}{4 \cdot 4 - 4} + \frac{0,615}{4} = 1,4$,

$$a \quad \tau_{\max} = \frac{8 \cdot 281,2 \cdot 0,016}{3,14 \cdot 0,04^3} \cdot 1,4 = 10030 \leq [\tau] \text{Па.}$$

Таким чином, $\tau_{\max} < [\tau]$ – умова міцності виконується.

Розрахунок маточини веденого диску

Напруження зминання шліців маточини визначаємо за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{F \cdot a} \leq [\sigma], \text{ МПа,} \quad (5.8)$$

де $P = \frac{M_{\partial \max} \cdot \beta}{r_{cp}}$, а $r_{cp} = \frac{d_H + d_B}{4}$; $d_H = 40$ мм – зовнішній діаметр шліців;

$d_B = 30$ мм – внутрішній діаметр шліців; $F = \frac{d_H - d_B}{2} \cdot l \cdot z$; $l = 60$ мм

довжина шліців; $z=10$ – кількість шліців; $\alpha = 0,75$ – коефіцієнт точності прилягання шліців; $[\sigma_{cm}] = 15 \dots 30$ МПа – допустиме напруження зминання.

Після підстановки значень параметрів знаходимо:

$$r_{cp} = \frac{40 + 30}{4} = 17,5 \text{ мм;}$$

$$F = \frac{40 - 30}{2} \cdot 60 \cdot 10 = 3000 \text{ мм}^2;$$

$$P = \frac{400 \cdot 2,25}{17,5 \cdot 10^{-3}} = 51429 \text{ Н.}$$

Тоді:

$$\sigma_{cm} = \frac{51429}{3 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75} = 22,86 \leq [\sigma] \text{ МПа,}$$

Оскільки $22,86 \text{ МПа} < 30 \text{ МПа} \Rightarrow \sigma_{cm} < [\sigma_{cm}]$ – умова виконується.

Напруження зрізу шліців маточини визначається за формулою:

$$\tau_{zр\max} = \frac{P}{l \cdot b \cdot z \cdot \alpha} \leq [\tau_{zр}], \quad (5.9)$$

де $b = 8$ мм – ширина шліців маточини; $[\tau_{zр}] = 5 \dots 15$ МПа – допустиме напруження зрізу.

Чисельне значення:

$$\tau_{zр\max} = \frac{51429}{0,06 \cdot 0,008 \cdot 10 \cdot 0,75 \cdot 10^6} = 14,3 \leq [\tau_{zр}] \text{ МПа,}$$

Оскільки $14,3 \text{ МПа} < 15 \text{ МПа} \Rightarrow \tau_{zр\max} < [\tau_{zр}]$ – умова виконується.

Матеріал маточини – Сталь 35, 40Х.

Матеріал веденого диску – Сталь 50, 65Г.

Розрахунок вала зчеплення

Вал зчеплення розраховується на кручення по діаметру впадин шліцевої частини за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{дmax}}}{0,2 \cdot [\tau_{\text{кр}}]}}. \quad (5.10)$$

Прийнявши допустиме напруження кручення $[\tau_{\text{кр}}] = 70$ МПа, знаходимо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{400}{0,2 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,03 \text{ м.}$$

Перевірку шліців на зминання проводимо за формулою:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{дmax}}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot h} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа}, \quad (5.11)$$

де $(d + 2 \cdot h)/2$ – середній радіус прикладання колової сили, м;

h, l – висота і довжина шліців маточини веденого диску, см.

Чисельне значення при $h = 5$ мм; $l = 60$ мм; $z = 10$:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 400}{(0,03 + 2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 10 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 6,7 \leq [\sigma_{\text{см}}] \text{ МПа.}$$

Перевірку шліців на зріз проводимо за формулою:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot M_{\text{дmax}}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ МПа}, \quad (5.12)$$

де $b = 8$ мм – ширина шліців маточини веденого диску, см.

Чисельне значення:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 400}{(30 + 2 \cdot 5) \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 4,34 \leq [\tau_{\text{ср}}] \text{ МПа.}$$

$[\sigma_{\text{см}}] = 15 \dots 30$ МПа, $[\tau_{\text{ср}}] = 5 \dots 15$ МПа.

$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}], \tau_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}]$ – умова міцності виконується.

Привід зчеплення

Зусилля на педалі виключення зчеплення визначаємо з урахуванням збільшення сили натискних пружин при виключенні зчеплення на 20%:

$$P_{\text{нед}} = \frac{1,2 \cdot P_{\text{нр}}}{i \cdot \eta_{\text{T}}}, \quad (5.13)$$

де $P_{\text{нр}} = 13013$ Н – сила тиску пружини; i – загальне передавальне число приводу; $\eta_{\text{T}} = 0,8$ – к.к.д приводу.

$$i = i_1 \cdot i_2, \quad (5.14)$$

де i_1 і i_2 – передавальне число відповідно педального приводу і механізму виключення зчеплення. Для механічного приводу (рисунок 5.1):

$$i_1 = \frac{a \cdot c}{b \cdot d}; \quad i_2 = \frac{l}{f}; \quad i = \frac{a \cdot c \cdot l}{b \cdot d \cdot f},$$

де $a = 400$; $b = 85$; $c = 110$; $d = 60$; $l = 88$; $f = 17$, мм.

Після підстановки значень параметрів у формули знаходимо:

$$i_1 = \frac{400 \cdot 110}{85 \cdot 60} = 8,65; \quad i_2 = \frac{88}{17} = 5,2; \quad i = \frac{400 \cdot 110 \cdot 88}{85 \cdot 60 \cdot 17} = 45.$$

Таким чином:

$$P_{нео} = \frac{1,2 \cdot 13013}{45 \cdot 0,8} = 433,8 \text{ Н.}$$

На проектованому автомобілі сила тиску на педаль не повинна перевищувати 200 Н. Отже, необхідно передбачити установку в приводі зчеплення підсилювача. Вільний хід педалі повинен становити 35 ... 50 мм, а повний хід – не менше 180 мм.

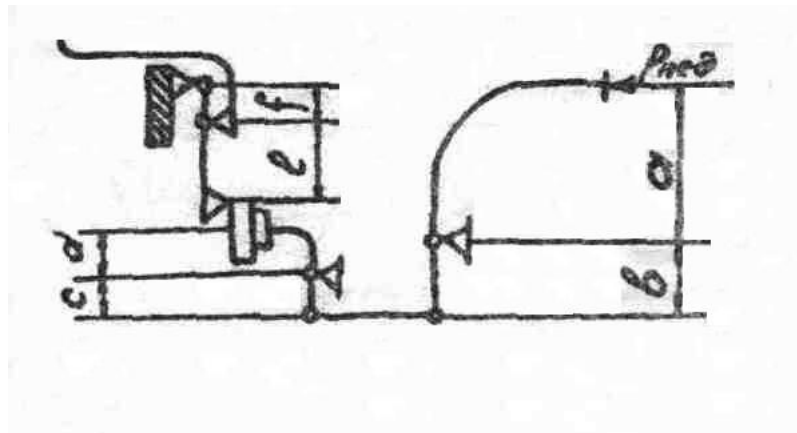


Рисунок 5.1 – Механічний привід зчеплення.

Практичне заняття 6

Розрахунок основних параметрів механічної коробки переміни передач (КПП)

Вихідними даними для розрахунку коробки передач є максимальний крутний момент двигуна і передавальні числа коробки передач.

До основних розмірів і параметрів коробки передач відносяться: базовий розмір (міжосьова відстань); довжина, ширина, вага (маса) коробки; параметри зубчастих коліс.

Алгоритм розрахунку:

1. Визначають число ступенів і передавальних чисел коробки передач на різних передачах;
2. Вибирають тип і розробляють кінематичну схему коробки передач.
3. Розраховують і вибирають масо-габаритні розміри коробки передач:
 - міжосьову відстань (базовий розмір);
 - параметри зубчастих коліс і числа зубів сполучених пар коліс;
 - об'єм картера (довжина і ширина);
 - діаметри валів, розміри і типи підшипників;
 - ККД коробки передач.
4. Розраховують момент на первинному і проміжному валах, а також на міцність і жорсткість коробки передач, а саме:– зубчастих коліс на вигин і контактну міцність зубів;– валів у небезпечних перерізах на вигин і кручення, прогин валів (викреслюється розрахункова схема, визначаються реакції опор, максимальні згинальні моменти в небезпечних перерізах);– підшипників (визначаються статична, динамічна вантажопідйомності, ресурс роботи підшипника L_h у годинах).
5. Розраховують елементи керування:– деталі синхронізаторів або зубчастих муфт (визначаються конструктивні параметри синхронізаторів, час синхронізації, момент і роботу тертя, а також проводиться перевірочний розрахунок синхронізатора або визначається робоча довжина зубчастої муфти);– деталей механізмів перемикання.

Вибір і обґрунтування вихідних даних

Компонувальна схема.

Корпус картера механічної коробки передач як правило виконують нерозбірним з наступною послідовністю зборки.

В корпус встановлюють:

- проміжний вал в зборі, закріплюючи кришки і стакани підшипників, через регульовальні прокладки;
- вихідний вал коробки передач, закріплюючи його на задній опорі.
- шестерню задньої передачі в зборі з голчастими підшипниками;
- первинний вал коробки передач в зборі з кришками;

- штоки перемикання передач, закріплюючи на них повзуни і вилки перемикання передач;
- наконечник важеля перемикання передач;
- блокувальні кульки в кришку і важіль перемикання передач.

Зразок компоувальної кінематичної схеми коробки передач наведено на рисунку 6.1.

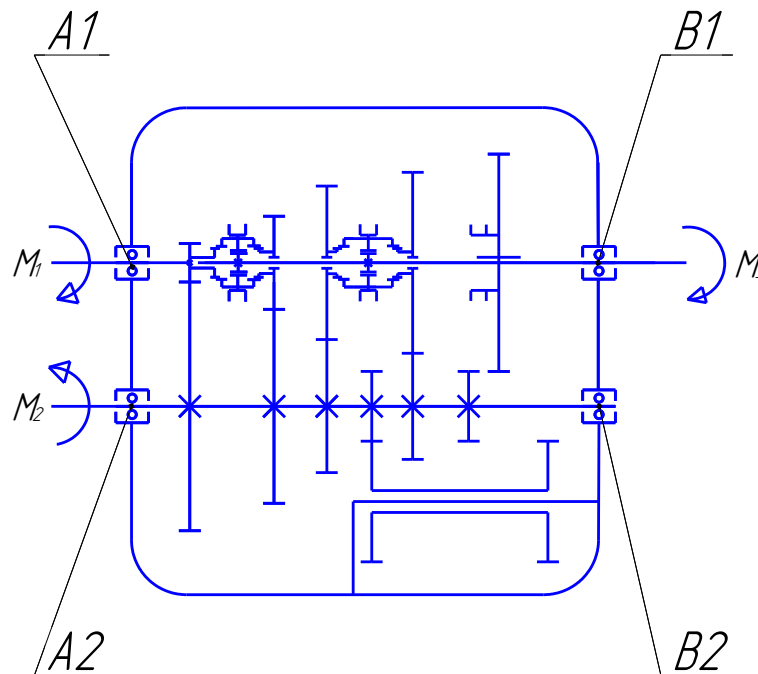


Рисунок 6.1– Схема коробки передач (A_1 , A_2 , B_1 , B_2 – підшипники)

Вихідні дані:

- кількість ступенів коробки передач – 5 (за розрахунком, або за прототипом);
- максимальний крутний момент на вихідному валу автомобіля при $n_M=2400 \text{ хв}^{-1}$ $M_{кр \text{ max}} = M_{кр} \cdot i_1 \cdot i_0 = 106 \cdot 3,67 \cdot 3,9 = 1517,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (i_1, i_0 – передавальні числа відповідно першої передачі КПП і головної передачі, розраховуються або приймаються за прототипом);
- радіус кочення колеса автомобіля $r_k = 0,33\text{м}$ (за прототипом);
- кут нахилу зубів зубчастих коліс $\beta = 30$ град (22...38 – для автомобілів);
- відносний пробіг на 1, 2, 3, 4, 5 передачах становить відповідно 0,01, 0,04, 0,2, 0,75, 0,75 [2];
- модулі зубчастого зачеплення 1, 2, 3, 4, 5 передач приймаємо попередньо 3,0 ([2], стор 180, табл. 7.3);
- кількість зубів шестерень коробки передач $Z_1 = 18$; $Z_2 = 28$ (за розрахунком або [2], стор.180, табл.7.3);
- передавальне число головної передачі $i_0 = 3,9$;
- передавальні числа передач 1-ї; 2-ї; 3-ї; 4-ї; 5-ї – відповідно 3,67; 2,10; 1,36; 1,00; 0,82 (за розрахунком або за прототипом).

Розрахунок механічної КПД

Міжосьова відстань a_W , мм, визначається за формулою:

$$a_W = K_a \cdot \sqrt[3]{M_{k \max}}, \quad (6.1)$$

де $M_{k \max}$ – максимальний крутний момент, Н·м. $K_a = 8,6 \dots 9,6$ – коефіцієнт для вантажних автомобілів і автобусів;
 $K_a = 8,9 \dots 9,3$ – для легкових автомобілів; для чисельних розрахунків приймаємо $K_a = 9,1$; a_W – приймається зі стандартного ряду, мм.

Після підстановки значень параметрів у формулу (6.1) отримуємо:

$$a_W = 9,1 \cdot \sqrt[3]{1517,2} = 104,56 \text{ мм.}$$

Приймаємо $a_W = 104$ мм.

Діаметр ведучого вала в шліцевій частині:

$$d = K_d \cdot \sqrt[3]{M_{k \max}}, \quad (6.2)$$

де K_d – емпіричний коефіцієнт; приймаємо для розрахунку $K_d = 4,5$.

Чисельне значення:

$$d = 4,5 \cdot \sqrt[3]{1517,2} = 51,71 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d = 52$ мм.

Кількість зубів зубчастих коліс визначають, враховуючи передавальні числа передач і модулі пар коліс, що знаходяться в зачепленні:

$$Z_{\text{вн}} / Z_{\text{вд}} = i_p \quad (6.3)$$

де $Z_{\text{вд}}$ – кількість зубів ведучого зубчастого колеса;

$Z_{\text{вн}}$ – кількість зубів веденого зубчастого колеса;

i_p – передавальне число від ведучого зубчастого колеса до веденого.

З конструктивних міркувань приймаємо число зубів першої пари шестерень:

$$Z_1 = 18, Z_2 = 28.$$

Кількість зубів у пар шестерень, що знаходяться у зачепленні, має бути однаковим. Тобто:

$$Z_1 + Z_2 = 18 + 28 = 46 \dots = \text{const.} \quad (6.4)$$

Отже передавальне число першої пари шестерень:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = 1,555.$$

У тривалої коробки передач на всіх передачах (крім прямої) крутний момент передається через дві пари шестерень. Причому, передавальне число $\frac{Z_2}{Z_1}$ для всіх передач (крім прямої, на якій шестерні взагалі не задіяні) залишається незмінним. Таким чином, передавальне число і-ї передачі визначається за формулою:

$$i_{ki} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_{ib}}{z_{in}}, \quad (6.5)$$

де z_1 – кількість зубів шестерні на ведучому валу;
 z_2 – кількість зубів шестерні на проміжному валу;

z_{ib} , z_{in} - числа зубів шестерень i -ї передачі (z_{ib} - на веденому валу, z_{in} - на проміжному валу).

Передавальне число зубчастої пари приводу проміжного вала коробки передач $z_2/z_1 = 1,555$; а число зубів шестерні ведучого вала $z_1 = 18$. Тоді:

$$z_2 = z_1 \cdot z_2/z_1 = 18 \cdot 1,555 = 28;$$

Для першої передачі згідно з формулою (6.5):

$$i_{k1} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_7}{z_8}. \quad (6.6)$$

Враховуючи, що для пршої передачі $i_{k1} = 3,67$ (за умовою), маємо:

$$3,67 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_7}{z_8},$$

Звідки отримуємо рівняння:

$$2,36 \cdot z_8 = z_7. \quad \dots\dots\dots (6.7)$$

Згідно з (6.4) :

$$z_1 + z_2 = 46 = z_7 + z_8. \quad \dots(6.8)$$

Підставимо (6.7) в (6.8). Отримаємо, округлюючи до цілого числа:

$$3,36 \cdot z_8 = 46. \text{ Отже } z_8 = 14, \text{ а } z_7 = 46 - 14 = 32.$$

Для другої передачі згідно з формулою (6.5):

$$i_{k2} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_5}{z_6}.$$

Враховуючи, що для другої передачі $i_{k2} = 2,1$ (за умовою), маємо:

$$2,1 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_5}{z_6},$$

Звідки отримуємо рівняння:

$$1,35 \cdot z_6 = z_5. \quad (6.9)$$

Згідно з (6.4) : (6.10)

Підставимо (6.9) в (6.10). Отримаємо:

$$2,35 \cdot z_6 = 46. \text{ Отже } z_6 = 20, \text{ а } z_5 = 46 - 20 = 26.$$

Для третьої передачі згідно за формулою (6.5):

$$i_{k3} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_3}{z_4}.$$

Враховуючи, що для третьої передачі $i_{k3} = 1,36$ (за умовою), маємо:

$$1,36 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_4},$$

Звідки отримуємо рівняння:

$$0,87 \cdot z_4 = z_3. \quad (6.11)$$

Згідно з (6.4) :

$$z_1 + z_2 = 46 = z_3 + z_4. \quad (6.12)$$

Підставимо (6.11) в (6.12). Отримаємо:

$$1,87 \cdot z_4 = 46. \text{ Отже } z_4 = 25, \text{ а } z_3 = 46 - 25 = 22.$$

Оскільки четверта передача – пряма (шестерні не задіяні), $i_{k4} = 1$.

Для п'ятої передачі згідно за формулою (6.5):

$$i_{k3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_9}{z_{10}}.$$

Враховуючи, що для п'ятої передачі $i_{k3} = 0,82$ (за умовою), маємо:

$$0,82 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_9}{z_{10}},$$

Звідки отримуємо рівняння:

$$0,53 \cdot z_{10} = z_9. \quad (6.13)$$

Згідно з (6.4) :

$$z_1 + z_2 = 46 = z_9 + z_{10}. \quad (6.14)$$

Підставимо (6.13) в (6.14). Отримаємо:

$$1,53 \cdot z_{10} = 46. \text{ Отже } z_{10} = 30, \text{ а } z_9 = 46 - 30 = 16.$$

Для передачі заднього ходу автомобіля згідно з формулою (7.3) і кінематичною схемою:

$$i_{13x} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_{12}}{z_7} \cdot \frac{z_{11}}{z_{10}}. \quad (6.15)$$

Передавальне число передачі заднього ходу автомобіля визначають за співвідношенням :

$$i_{13x} = (0,75 \dots 0,9) \cdot i_{k1}. \quad (6.16)$$

Візьмемо:

$$i_{13x} = 0,78 \cdot i_{k1} = 0,78 \cdot 3,67 = 2,86.$$

Прийнявши також $z_{11} = z_{12}$, за формулою (6.5), знаходимо:

$$2,86 = \frac{28}{18} \cdot \frac{z_{12}}{32} \cdot \frac{z_{11}}{30}. \quad (6.17)$$

Звідки знаходимо $z_{11} = z_{12} = 42$.

Результати розрахунку чисел зубів шестерень коробки переміни передач автомобіля заносимо в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Число зубів коробки переміни передач

Шестерні	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубів	18	28	22	25	26	20	32	14	16	30	42	42

Робоча ширина зубчастих вінців визначається за співвідношеннями:

$$b_w = (0,18 \dots 0,24) \cdot a_w \quad (6.18)$$

Приймають, орієнтуючись на прототип, мм.

Для чисельного розрахунку прийmemo $b_w = 0,23 \cdot a_w$.

Результати розрахунку:

$$b_w = 0,23 \cdot a_w = 0,23 \cdot 104 = 24 \text{ мм.}$$

Уточнене значення кута нахилу β визначають за формулою:

$$\beta = \arccos\left(\frac{0,5 \cdot m_n \cdot z_\Sigma}{a_w}\right), \quad (6.19)$$

де Z_Σ – сумарне число зубів пари зчеплення. $Z_\Sigma = Z_{вд} + Z_{вн}$.

Чисельне значення:

$$\beta = \arccos\left(\frac{0,5 \cdot 4,1 \cdot 46}{104}\right) = 30,9 \text{ град.}$$

Визначаємо нормальний модуль зачеплення за формулою:

$$m_n = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K_m \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_w \cdot [\delta]_F}, \quad (6.20)$$

де K_m , – допоміжний коефіцієнт; для косозубих передач дорівнює 5,8;

$M_2 = M_{кр} \cdot \frac{z_2}{z_1}$ – момент на веденій шестерні першого зубчастого

зачеплення; чисельне значення:

$$M_2 = 106 \cdot 1,555 = 164,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

d_2 – дільний діаметр веденої шестерні:

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot i}{i + 1}; \quad (6.21)$$

$$d_2 = \frac{2 \cdot 104 \cdot 1,555}{1,555 + 1} = 126,6 \text{ мм};$$

$[\delta]_F$ – допустиме напруження згину матеріалу шестерні з менш міцним зубом; $[\delta]_F = 220,5 \text{ Н/мм}$.

Після підстановки значень розрахункових параметрів знаходимо модуль зачеплення (мм):

$$m_n = \frac{2 \cdot 164,8 \cdot 5,8 \cdot 10^3}{126,6 \cdot 24 \cdot 220,5} = 2,853.$$

Отримане значення модуля округляють в більшу сторону до стандартного ряду; у нашому випадку прийmemo $m_n = 3 \text{ мм}$.

ККД коробки передач визначаємо за формулою:

$$\eta_{КП} = \eta_{зз} \cdot \eta_{п}, \quad (6.22)$$

де $\eta_{зз}$ – ККД зубчастого зачеплення;

$\eta_{п}$ – ККД підшипників;

$$\eta_{kn} = 0,98^k \cdot 0,985^l \quad (6.23)$$

де k і l – число відповідно циліндричних зубчастих пар і пар підшипників у коробці переміни передач, через які на даній передачі послідовно передається потужність; для легкових автомобілів і вантажних з одноступеневою головною передачею $k = 2$; $l = 3$.

Після підстановки значень параметрів знаходимо:

$$\eta_{kn} = 0,98^2 \cdot 0,985^3 = 0,92.$$

Практичне заняття 7

Розрахунок на міцність деталей механічної коробки переміни передач

Розрахункове напруження згину зуба

Вибираємо для колеса (ведена шестерня) сталь 40Х, термообробка – поліпшення, твердість НВ 235...262; межа міцності $\sigma_B = 790$ МПа; межа текучості $\sigma_T = 640$ МПа.

Розрахункове напруження згину зуба визначають за формулою:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{FX}, \quad (7.1)$$

де F_t - колова сила, Н;

Y_F – одиничне напруження згину;

Y_ε – коефіцієнт, що залежить від сумарної довжини контактних ліній і величини перекриття;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами і залежить від точності виготовлення зубчастого колеса; при розрахунках приймають $K_{F\alpha} = 1,0$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зуба;

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні;

$K_{F\mu}$ – коефіцієнт, що враховує властивості мастила і характер роботи колеса в зачепленні;

K_{FX} – коефіцієнт, який враховує габаритні розміри зубчастого колеса.

Діаметр початкових кіл шестерень d_w , мм, визначається за формулою:
– ведуче колесо:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i + 1}, \quad (7.2)$$

– ведене колесо:

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot i. \quad (7.3)$$

Чисельні значення для першої пари зачеплення:

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot 104}{1,555 + 1} = 81,4 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = 81,4 \cdot 1,555 = 126,6 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл вершин d_B , мм, визначаються за формулою:

$$d_B = d_w + 2 \cdot m_n \quad (7.4)$$

Чисельні значення:

$$d_{B1} = 81,4 + 2 \cdot 3 = 87,4 \text{ мм};$$

$$d_{B2} = 126,6 + 2 \cdot 3 = 132,6.$$

мм.

Діаметри кіл впадин d_{en} , мм, визначаються за формулою:

$$d_{en} = d_w \cdot \cos\left(\arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right), \quad (7.5)$$

де α – нормальний кут зачеплення; $\alpha = 20^\circ$; β – кут нахилу зуба; $\beta = 30^\circ$.

Підставляючи значення параметрів у формулу (7.5), знаходимо:

$$d_{en} = 104 \cdot \cos\left(\arctg \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 30}\right) = 97,7 \text{ мм}$$

Колова сила F_t , Н, визначається за формулою:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_2}{d_w}. \quad (7.6)$$

Чисельний розрахунок:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 164,8}{104} = 3169,2, \text{ Н.}$$

Одиничне напруження згину, МПа, визначають за формулою:

$$Y_F = Y_{Fo} \cdot K_u \cdot K_\alpha \cdot K_f \cdot K_\tau, \quad (7.7)$$

де Y_{Fo} – коефіцієнт напруження згину;

K_u – параметр спряженого зубчастого колеса;

K_α – залежить від кута профілю вихідного контура;

K_f – враховує радіус перехідної кривої;

K_τ – враховує перерозподіл товщини зубів шестерні і колеса.

$$K_\tau = 1 [1, \text{с112}]$$

$$K_u = 1 + 0,125 \left(\frac{z_\phi}{z_v} - 1 \right), \quad (7.8)$$

де z_ϕ – фактична кількість зубів; $z_\phi = 28$;

z_v – еквівалентна кількість зубів:

$$z_v = \frac{z_\phi}{\cos \beta}. \quad (7.9)$$

Чисельні значення:

$$z_v = \frac{28}{\cos 30} = 32.$$

$$K_u = 1 + 0,125 \left(\frac{28}{32} - 1 \right) = 0,984.$$

Згідно з [1] визначають коефіцієнт напруження згину Y_{Fo} .
У нашому випадку:

$$Y_{Fo} = 2,45.$$

Згідно з ГОСТ 13.755-84 визначають K_α , K_f .

Знайдено:

$$K_\alpha = K_f = 1.$$

$$Y_F = 2,45 \cdot 0,984 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 2,41, \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт, що залежить від сумарної довжини контактних ліній і величини перекриття Y_ε , визначають з рисунку 7.20 [1]. $Y_\varepsilon = z_\varepsilon = 0,67$ – для косозубих коліс.

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{b_w}{\pi \cdot m_n} \cdot \sin \beta. \quad (7.10)$$

Чисельне значення:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{24}{3,14 \cdot 3} \cdot \sin 30 = 1,27.$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами:

$$K_{F\beta} = 1 + (K_\beta^0 - 1) \cdot K_{FW}, \quad (7.11)$$

де K_β^0 – враховує нерівномірність розподілу навантаження в початковий період роботи колеса; для визначення коефіцієнта K_β^0 визначають коефіцієнт ширини зуба за формулою:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}. \quad (7.12)$$

Чисельне значення:

$$\psi_{bd} = \frac{24}{104} = 0,23.$$

K_{FW} – коефіцієнт, що враховує прироботку зубів; коефіцієнт K_{FW} – визначають з таблиці 7.8 [1]. приймаємо $K_{FW} = 1$.

Коефіцієнт K_β^0 визначають графічно (рисунок 7.21 [1]). $K_\beta^0 = 1,04$.

Підставимо значення параметрів у формулу (7.11):

$$K_{F\beta} = 1 + (1,04 - 1) \cdot 1 = 1,04.$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні

$$K_{FV} = K_{Ve} \cdot K_{V\Delta}, \quad (7.13)$$

де K_{Ve} , $K_{V\Delta}$ – коефіцієнти, обумовлені похибками зубчастих коліс.

При колівій швидкості $V \leq 1$ м/с коефіцієнт $K_{FV} = 1$.

Колова швидкість V м/с, визначається за формулою:

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot d_w}{60000}. \quad (7.14)$$

Чисельне значення:

$$V = \frac{3,14 \cdot 2400 \cdot 24}{60000 \cdot 1,555} = 1,94, \text{ м/с.}$$

Коефіцієнти K_{Ve} , $K_{V\Delta}$ визначають графічно, рисунок 7.23 [1].
 K_{Ve} , $K_{V\Delta}$

$$K_{Ve} = 1,18; \quad K_{V\Delta} = 1,12.$$

Отже:

$$K_{FV} = 1,18 \cdot 1,12 = 3,32.$$

Коефіцієнт, що враховує властивості мастила і характер роботи колеса в зачепленні $K_{F\mu}$ необхідно приймати:

$K_{F\mu} = 1,05$ – для ведучого зубчастого колеса [2]

$K_{F\mu} = 0,95$ – для веденого зубчастого колеса [2]

Коефіцієнт, що враховує габаритні розміри зубчастого колеса K_{FX} визначають з таблиці 7.10 [2]. $K_{FX} = 1,0$.

Підставимо значення розрахункових параметрів у формулу (7.1):

$$\sigma_F = \frac{3169,2}{24 \cdot 3 \cdot 10^{-6}} \cdot 2,41 \cdot 0,67 \cdot 1,0 \cdot 1,04 \cdot 3,32 \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 233,13 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження згину зуба:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FP0} \cdot K_{FL}, \quad (7.15)$$

де σ_{FP0} – граничне напруження згину, МПа; $\sigma_{FP0} = 435$ МПа;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

Коефіцієнт довговічності K_{FL} визначають за формулою:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (7.16)$$

де: m_F – показник кривої втоми при згині; $m_F = 3 \dots 7$;

N_{F0} – базова кількість циклів;

N_{FE} – еквівалентна кількість циклів зміни напружень.

Базова кількість циклів для вибраного матеріалу шестерні $N_{F0} = 8 \cdot 10^6$; еквівалентна кількість циклів визначається за формулою (значення NB наведено в таблиці 7.1):

$$N_{FE} = 30 \cdot NB_{cp}^{2,4}. \quad (7.17)$$

Таблиця 7.1– Розрахункові параметри

Спосіб термообробки	Середня твердість	Сталь	$\sigma_{H\lim}$, МПа
1. Поліпшення	< 350 НВ	Вуглецева і легірувана	2 НВ + 70
2. Об'ємна і поверхнева закалка	38...50 HRC	Легірувана	17 HRC + 200
3. Цементация і нітроцементация	Более 56 HRC		23 HRC
4. Азотування	550...750 НВ	38Х2МЮА, 40ХНМА	1050

Чисельні значення:

$$N_{FE} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,8 \cdot 10^6.$$

$$K_{FL} = \sqrt[5]{\frac{8 \cdot 10^6}{16,8 \cdot 10^6}} = 0,862.$$

Отже, допустиме напруження згину зуба колеса:

$$\sigma_{FP} = 435 \cdot 0,862 = 375, \text{ МПа.}$$

Знаходимо межу контактної витривалості за формулою, яку наведено в таблиці 7.1:

$\sigma_{H\lim} = 2 \cdot HB_{cp} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}$ – межа контактної виносливості;

$\sigma_{F\lim} = 1,75 \cdot HB_{cp} = 435 \text{ МПа}$ – межа витривалості при згині;

Допустиме напруження при згині зуба визначимо за формулою:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim} \cdot Y_N}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_\alpha \cdot Y_\sigma, \quad (7.18)$$

де $S_F = 1,7$; $Y_R = 1,2$; $Y_\alpha = Y_\sigma = 1,0$.

Чисельне значення допустимого напруження згину:

$$\sigma_{FP} = \frac{435 \cdot 0,862}{1,7} \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 264,7 \text{ МПа.}$$

Таким чином, розрахункове значення напруження згину зуба, визначене за формулою (7.1), менше допустимих значень, визначених за формулами (7.15) і (7.18).

Розрахунки валів і підшипників коробки переміни передач здійснюють стандартними методами.

Питання для самоконтролю

1. Які масові параметри використовують при розрахунку автомобіля?
2. Запишіть формули для визначення власної і повної мас автомобіля.
3. Які сили враховують при складанні силового балансу автомобіля?
4. За якими формулами визначають положення центра мас автомобіля?
5. Охарактеризувати баланс потужності автомобіля.
6. Записати формули для визначення сил опору руху автомобіля.
7. Які характеристики можна встановити з позначень на шинах?
8. Записати формули для визначення складових балансу потужності автомобіля.
9. Відносно якого параметру визначають геометричні розміри елементів поршня?
10. З яких матеріалів виготовляють поршні автотракторних двигунів?
11. З яких матеріалів виготовляють поршневі пальці автотракторних двигунів?
12. За якими формулами ведуть розрахунок поршневих кілець з корегованим тиском?
13. Назвіть характерні геометричні розміри і показники, які визначають при розрахунку поршневих кілець?
14. З яких матеріалів виготовляють поршневі кільця автотракторних двигунів?
15. Відносно якого параметру визначають геометричні розміри елементів клапанного механізму двигуна?
16. За якими показниками визначають пропускну спроможність клапана?
17. Які параметри враховують при визначенні прохідного перерізу клапана?
18. За яких умов визначають максимальну пропускну спроможність клапана?
19. Охарактеризувати типи коробок передач.
20. Чим відрізняються тривалова і двовалова коробки передач?
21. Покажіть на схемі, через які шестерні передається крутний момент на тій або іншій передачі?
22. За якими формулами визначають число зубів шестерень коробки передач?
23. Як визначити ККД коробки передач?
24. Записати формули для визначення напружень згину зуба при коробки передач.

Перелік літературних джерел

- 1.Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є., Тимченко І. І. Автомобільні двигуни. Підручник. Друге видання.–К.: Арістей, 2004, –476 с.
2. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия./ Под ред. Гришкевича А.И.-Минск: Высшая школа. - 1985.- с.-240.
3. Баженов Е.Е. Теория автомобиля. Методические указания к курсовой работе для студентов специальности 15.01.00 «Автомобиле- и тракторостроение». – Екатеринбург: кафедра «Автомобили и тракторы», 1997. – 66 с.
- 4.Боровских Ю.І. та ін. Будова автомобілів: Навч. посібник /Ю.І.Боровських, Ю.В.Буральов, К.А.Морозов; Пер. з рос. В.В.Клімченка. - К.: Вища шк., 1991. - 303с.
5. Вихерт М.М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей / Под ред. Ю.А. Степанова. – М.: Машиностроение, 1964. – 324 с.
6. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили. Учебник. М., "Колос", 1974. - 332 с.
7. Дьяченко Н.Х., Костин А.К., Пугачев Г.П. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х.Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 551 с.
8. Зейнетдинов Р. А., Дьяков И.Ф., Ярыгин С. В. Проектирование автотракторных двигателей. Учебное пособие.– Ульяновск: УЛГТУ, 2004.- 168 с.
9. Железнов Е. И. Тяговый расчет автомобиля. Методические указания. / РПК «Политехник» Волг. Гос. технич. университета.– Волгоград.-2002.-27 с.
10. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. –3-е изд. – М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
11. Лукин П. П. и др. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1984.– 376 с.
12. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» для студентів спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» та «Професійне навчання. Експлуатація та ремонт місцевого та автомобільного транспорту» (частина 1) / Укл: В.П. Сахно, Г. А. Філіпова, Грищук О, К, Яновський В.В., Федоров В.В.– К.: НТУ, 2006.–56 с.
13. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Автомобили». / Разраб. В. Н. Торлин, Т. А. Рогозина, С. В. Огрызков, А. Г. Остренко.–Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – 44 с.
14. Методические указания к выполнению курсовой работы «Тяговый расчет автомобиля» / Железнов Е. И.– Волгоград: Волгоград, гос. техн. ун-т, 202.–33с.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
Практичне заняття 1	
Розрахунок вихідних даних і побудова зовнішньої характеристики двигуна.....	4
Практичне заняття 2	
Силовий баланс автомобіля	8
Практичне заняття 3	
Баланс потужності автомобіля.....	18
Практичне заняття 4	
Розрахунок зчеплення автомобіля.....	23
Практичне заняття 5	
Розрахунок деталей зчеплення на міцність	27
Практичне заняття 6	
Розрахунок основних параметрів механічної коробки переміни передач (КПП).....	32
Практичне заняття 7	
Розрахунок на міцність деталей механічної коробки переміни передач	39
Перелік літературних джерел	45