

ЛІТЕРАТУРА

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя

Кафедра комп'ютерних
технологій в машинобудуванні

М.Г. Левкович, В.О. Дзюра, Гевко І.Б.



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА

до виконання практичних занять №10, 11, 12, 13, 14
студентів усіх форм навчання з дисципліни:
«Автомобілі. Аналіз конструкцій, робочі процеси та
основи розрахунку автомобілів»

Тернопіль
2014

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Кафедра комп'ютерних
технологій в машинобудуванні

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичної роботи №10, 11, 12, 13, 14 з дисципліни
«Автомобілі. Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи
розрахунку автомобілів» для студентів за напрямком підготовки
6.070106 «Автомобільний транспорт»

Тернопіль
2014

Методичні вказівки розроблено відповідно до навчального плану підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр» за напрямком підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт».

Укладачі: к.т.н., доц. Левкович М.Г. ;
к.т.н., доц. Дзюра В.О.
к.т.н., доц. Гевко І.Б.

Рецензент: д.т.н., проф. Пилипець М.І.

Відповідальний за випуск: к.т.н., доц. Левкович М.Г.

Розглянуто та схвалено на методичному семінарі кафедри комп'ютерних технологій в машинобудуванні, протокол №2 від 7 лютого 2014 р.

Рекомендовано до друку методичною комісією механіко-технологічного факультету, протокол № 5 від 14.03.2014 р.

ЗМІСТ

1. Загальні положення	4
2 Визначення основних параметрів головної передачі	6
2.1 Розрахунок підшипників і валів головної передачі	11
2.2 Розрахунок диференціала	14
2.3 Півосі, карданні передачі привода	15
2.4 Розрахунок на міцність напіврозвантаженої півосі	16
3 Задача 10	18
4 Задача 11	20
5 Задача 12	22
6 Задача 13	23
7 Задача 14	25
8 Вимоги до звіту	27
9 Контрольні питання	27
Перелік посилань	28
Додатки	30

1 Загальні положення

Головною передачею називають шестерінчастий механізм, який підвищує передаточне число трансмісії автомобіля.

Головна передача з диференціалом і півосями здійснює привод до ведучих коліс. Схема привода залежить від типу направляючого пристрою підвіски та нараховує такі основних варіанти:

- варіант 1 - балка моста суцільна, картер головної передачі прикріплений безпосередньо до балки або є її складовою частиною, півосі виконані у вигляді валів повністю або частково розвантажених від поперечних зусиль з боку коліс. Така схема проста, дешева у виконанні, але має велику невіднесорену масу, яка викликає підвищені інерційні навантаження на підвіску;

- варіант 2 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі або основі несучого кузова. Балка моста забезпечує паралельне і співвісне розміщення коліс. У таких конструкціях при збереженні залежної підвіски зменшується маса невіднесорених частин;

- варіант 3 - картер головної передачі може бути закріплений на рамі, а колеса переміщуються незалежно одне від одного. Залежно від схеми підвіски, колесо може переміщуватись паралельно площині симетрії автомобіля або коливатися по дузі відносно фіксованої осі, яка перетинається з віссю головної передачі.

Головна передача призначена для постійного збільшення обертового моменту та передачі його через диференціал і півосі до ведучих коліс.

Головна передача забезпечує максимальну швидкість ручу автомобіля на вищій передачі і оптимальну витрату палива у відповідності з передаточним числом. Передаточне число головної передачі зазвичай становить 6,5 ... 9,0 у вантажних автомобілів і 3,5 ... 5,5 у легкових автомобілів.

Залежно від кількості, виду і взаємного розташування зубчастих коліс, головні передачі поділяють на: одинарні, подвійні з центральними редукторами, подвійні з рознесеними редукторами, двохступінчасті.

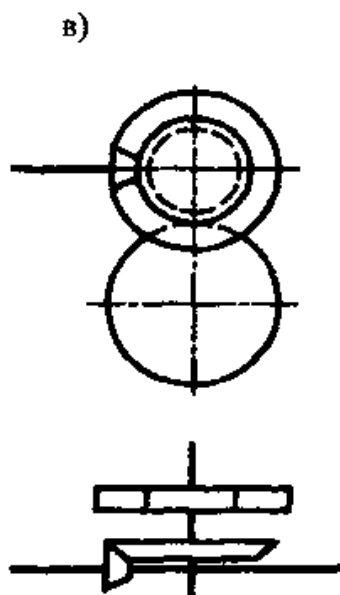
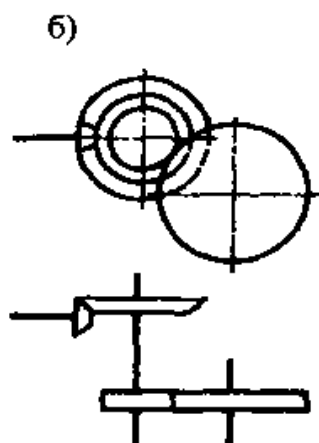
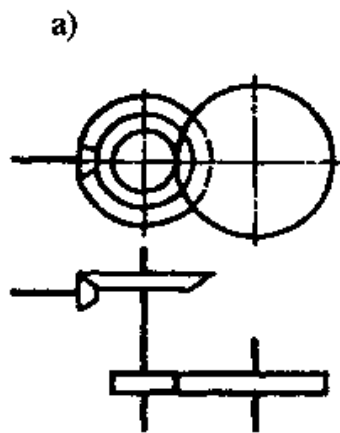


Рисунок 1 - Кінематичні схеми подвійних головних передач: а) „плоска”; б) „пістолетного” типу; в) „Г-подібна”

Одинарна головна передача має мінімальні розміри і масу та невисоку вартість, проста у виробництві і експлуатації. Вона виконується конічною, гепоїдною, циліндричною або черв'ячною. Одинарну конічну головну передачу застосовують на легкових автомобілях і вантажівках малої вантажопідйомності.

Порівняно з конічною, гепоїдна головна передача наділена рядом переваг: підвищена несуча здатність по контактних напругах (менші розміри при однаковій міцності), плавність і безшумність роботи, кращі компоувальні можливості (для автомобілів класичного компоування).

До недоліків гепоїдної передачі можна віднести більш низький коефіцієнт її корисної дії.

Абсолютна більшість зубчастих коліс конічних і гепоїдних передач мають кругову лінію зубців (рис. 1). Напряом гвинтової лінії зубця вибирається таким чином, щоб при експлуатації осьове зусилля шестерні було направлене від вершини конуса і відтискало шестерню від колеса не даючи йому заклинюватися.

Зміщення E у гепоїдних передачах не має перевищувати:

- для легкових автомобілів $E \leq 0,2d_{e2}$;
- для вантажних автомобілів $E \leq 0,125d_{e2}$,

де d_{e2} - зовнішній ділильний діаметр колеса.

2 Визначення основних параметрів головної передачі

Основними параметрами, які характеризують конічну (гепоїдну) передачу вважаються конусна віддаль і модуль передачі.

Конусна віддаль визначається з умови контактної міцності поверхні зубця:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{E}{\rho}}. \quad (1)$$

Якщо замінити конічну передачу еквівалентною косозубою циліндричною передачею з радіусами початкових кіл r_{g1} і r_{g2} та кутом нахилу зуба, який дорівнює середньому куту нахилу зуба β_ω конічного зубчастого колеса, контактні напруги визначаються:

$$\sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_p K_H (1+u^2)^{3/2}}{2 \cdot 0,85 R_e^3 (1-0,5\psi_{Re}) u \psi_{Re}}}. \quad (2)$$

Звідки конусна віддаль:

$$R_e = (1+u^2)^{1/2} \sqrt[3]{\frac{(z_M z_H z_\varepsilon)^2 T_p K_H}{[\sigma]_H^2 (1-0,5\psi_{Re}) u \psi_{Re} 2 \cdot 0,85}}, \quad (3)$$

де u - передатне число;

z_M - коефіцієнт матеріалу;

z_H - коефіцієнт, який враховує форму робочих поверхонь (зокрема різний для конічної і гепоїдної передач);

z_ε - коефіцієнт контактної лінії;

T_p - розрахунковий обертовий момент;

K_H - коефіцієнт навантаження;

$[\sigma]_H$ - допустима контактна напруга;

ψ_{Re} - коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_{Re} = \frac{b_w}{R_e} = 0,25 \dots 0,33$ - для автомобільних передач).

Розрахункове навантаження T_p визначається за формулою:

$$T_p = \sqrt[m_r]{T_1^{m_r} \left(\frac{N_1}{N_0} \right) + T_2^{m_r} \left(\frac{N_2}{N_0} \right) + \dots}, \quad (4)$$

де T_1, T_2, \dots - обертові моменти на карданному валу при включенні 1-ї, 2-ї і т. д. передач у КПП при максимальному обертovому моменті двигуна;

m_r - показник степені контактної витривалості; для сталевих коліс приймається $m_r=6,0$;

$N_0 = 12 \cdot 10^7$ - базове число циклів при HRC56 і більше;

N_1 і N_2 - кількість циклів при роботі автомобіля на кожній передачі, визначається за формулою:

$$N_1 = 60 T_s n_p K_{nH}, \quad (5)$$

(тут T_s - час роботи на відповідній передачі, год; $n_p = 0,5 n_N$ - розрахункова частота обертання; K_{nH} - коефіцієнт пробігу, який визначається графічно).

Допустима напруга при границі контактної витривалості визначається за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H0}}{S_M} z_K z_g K_{xn}, \quad (6)$$

де z_K, z_g, K_{xn} - коефіцієнти, які враховують вплив, відповідно, параметрів шорсткості поверхні, швидкості і розмірів (при проектуванні приймається, що $z_K z_g K_{xn} = 1$);

$S_M = 1,2$ - коефіцієнт безпеки для коліс з поверхневим зміцненням. Знаючи R_e і u , можна знайти зовнішній ділильний діаметр шестірні

$$d_{\omega 1} = 2 \frac{R_e}{\sqrt{1+u^2}}, \quad (7)$$

і кути

$$\sin \delta_1 = \frac{1}{u^2 + 1} \text{ та } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Модуль конічної передачі визначається з умови втомленості на згин. В основу розрахунку приймається формула як для циліндричної передачі:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m_m b_\omega} k_F y_F y_\beta,$$

де F_t - вихідна розрахункова колова сила;

k_F - коефіцієнт навантаження;

y_F - коефіцієнт форми зуба;

y_β - коефіцієнт, який враховує зміну плеча дії навантаження;

m_m - середній коловий модуль.

З коловим зовнішнім модулем m_{ie} модуль m_m зв'язаний залежністю:

$$m_m = m_{ie} \frac{(R_e - 0,5b_\omega)}{R_e}. \quad (8)$$

Виконавши певні перетворення, можна отримати формулу для визначення середнього колового модуля:

$$m_m = \sqrt{\frac{2T_p \cos \beta_1 k_F y_F y_\beta}{0,85[\sigma]_F z_1^2 \psi_\delta}}, \quad (9)$$

де $[\sigma]_F$ - допустима напруга при згині;

ψ_δ - коефіцієнт ширини, який можна визначити за формулою:

$$\psi_\delta = \frac{\psi_{R_e} \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \psi_{R_e}}, \quad (10)$$

(тут z_1 - кількість зубів шестірні; для передачі з круговим зубом, $z_1=11..15$ і може бути доведено до п'яти - для вантажних і дев'яти - для легкових автомобілів;

$\beta_1(\beta_2)$ - кут нахилу зуба шестірні (колеса), для конічної передачі кути рівні і становлять $\beta_1=\beta_2=30...40^\circ$;

0,85 – числовий коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної передачі у порівнянні з циліндричною при розрахунку на міцність при згині.

Розрахунковий момент T_p визначається аналогічно розрахункам на контактну міцність. При цьому показник степеня кривої витривалості на згин приймається $m_r=9$. Крім того, при визначенні кількості циклів N , замість коефіцієнта K_{nH} підставляється коефіцієнт K_{nF} .

Допустима напруга визначається за формулою:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_0}{S_F}, \quad (11)$$

де $\sigma_0=820...920$ МПа - границя витривалості по згину;

$S_F=1,55$ - коефіцієнт безпеки.

Коефіцієнти k_y, u_F, u_β визначаються як і для циліндричних передач.

При розрахункові за максимальним статистичним навантаженням напруга визначається за формулою:

$$\sigma_{\max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_p} \leq [\sigma]_{Fcm}, \quad (12)$$

де $[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma_{Fcm}^0}{S_{Fcm}}$; (тут $\sigma_{Fcm}^0=2100...2600$ МПа - границя напруги для сталей марок

ЦХГТ, 12ХНЗА; $S_{Fcm}=1,75...2,2$ - коефіцієнт безпеки).

При проектуванні головної передачі конусна відстань R_e береться більша з отриманих при розрахунку на контактну міцність і згин.

Зусилля в зачепленні зубчастих коліс

У зачепленні з круговими зубами діють сили: колова F_t , радіальна F_r і осьова F_a , які визначаються за формулами:

- колова:

$$F_{t1} = \frac{T_p}{r_x}, \quad (13)$$

де r_x - середній радіус початкового конуса шестірні,

$$r_x = \left[r_{\omega 1} - \frac{b_{\omega}}{2} \right] \sin \delta_1, \quad (14)$$

(тут $r_{\omega 1}$ - торцевий радіус, $r_{\omega 1} = \frac{d_{\omega 1}}{2}$; δ_1 - половина кута при вершині початкового конуса шестірні);

- радіальна:

$$F_{r1} = \frac{F_t}{\cos \beta} (tg \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta \sin \delta_1); \quad (15)$$

- осьова:

$$F_{a1} = \frac{F_t}{\cos \beta} (tg \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1). \quad (16)$$

Осьова сила, залежно від напрямку обертання і напрямку спіралі зубця може бути направлена до основи конуса або до його вершини. При однакових напрямках обертання і спіралі зубця у рівняннях приймається знак “+”, а при різних – знак “-”.

Сили, які діють на зубчасте колесо конічної передачі, будуть рівні відповідним силам, що діють на шестерню:

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{a1} = F_{r1}; F_{r2} = F_{a1}.$$

Для геподної передачі кути спіралі $\beta_1 \neq \beta_2$, тому необхідно визначати окремо шість сил:

$$F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}; \quad (17)$$

- для шестірні:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (tg \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta_1 \sin \delta_1); \quad (18)$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta_1 \cos \delta_1);$$

- для колеса:

$$F_{r2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \mp \sin \beta_2 \sin \delta_2); \quad (19)$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cos \delta_2);$$

За позитивне значення сили F_r береться напрямок по радіусу до осі колеса. За позитивний напрямок сили F_a береться напрямок від вершини до осі основи конуса.

2.1 Розрахунок підшипників і валів головної передачі

Для визначення реакції в опорах валів головної передачі необхідно накреслити схеми валів з прикладеними до них силами і побудувати епюри згинальних моментів. Потім визначаються реакції в опорах і за ними підбираються підшипники. Крім того, реакції в опорах знаходяться не за максимальним моментом, а за розрахунковим обертовим, який визначається за формулою:

$$T_{p.o.} = \frac{T_1 \alpha_1 + T_2 \alpha_2 + \dots + T_n \alpha_n}{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n} = \frac{\sum T_i \alpha_i}{\sum \alpha_i}, \quad (20)$$

де T_i - максимальний обертовий момент на ведучому валу головної передачі на i -тій передачі, $T_i = T_{e \max} u_i$;

α_i - відносний пробіг автомобіля на заданій передачі.

Підшипник вибирається за динамічною вантажопідйомністю:

$$C = R_n \left(\frac{60}{10^6} n_p h \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (21)$$

де R_n - приведенне навантаження на підшипник, яке визначається за формулою:

$$R_n = (Vx F_r + y F_a) k_\delta, \quad (22)$$

(тут V - коефіцієнт обертання; $V=1$ - коли обертається внутрішнє кільце підшипника і $V=1,2$ - коли обертається зовнішнє кільце підшипника);

x і y - коефіцієнти, відповідно, радіального й осьового навантаження;

k_δ - коефіцієнт безпеки ($k_\delta=1,1$ - для підшипників ведучого вала головної передачі; $k_\delta=1,25$ - для підшипників проміжного вала; $k_\delta=1,4$ - для підшипників коробки диференціала);

n_p - розрахункова частота обертання, хв^{-1} :

$$n_p = \frac{9,55 V_{cp} u_0}{k_\kappa} - \text{для підшипників ведучого вала};$$

$$n_p = \frac{9,55 V_{cp}}{k_\kappa} - \text{для підшипників веденого вала};$$

$V_{cp} = (0,4 \dots 0,6) V_{amax}$ - середня швидкість руху автомобіля;

h - кількість годин роботи підшипника,

$$h = \frac{S}{3,6 V_{cp}}, \quad (23)$$

(тут S - нормований пробіг автомобіля, км).

При визначенні осьового навантаження на підшипник F_a необхідно враховувати осьову складову від F_r , яка приблизно рівна $(0,83 \dots 1,00) F_r$:

$$F'_a = F_a + (0,83 \dots 1,00) e F_r, \quad (24)$$

де e - параметр осьового навантаження.

Виходячи з отриманої динамічної вантажопідйомності, за таблицями вибирається необхідний підшипник.

Коефіцієнт запасу міцності при згині па визначається з урахуванням зміни напруг по симетричному циклові за формулою:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_n \beta}{k_\sigma \sigma_p}, \quad (25)$$

де σ_{-1} - границя витривалості матеріалу вала ($\sigma_{-1}=(0,5...0,65)\sigma_T$ - для легованих термооброблених сталей);

ε_n - коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні вала при тонкому обточуванні і шліфуванні, які застосовуються для обробки валів головної передачі ($\varepsilon_n=0,75...0,8$);

β - масштабний коефіцієнт, для валів з діаметром 30...60 мм він рівномірно зменшується з 0,70 до 0,56;

k_σ - коефіцієнт концентрації напружень у розрахунковому січенні залежить від розмірів січення і характеристик матеріалу;

$\sigma_p = \frac{M_{32}}{W_0}$ - розрахункове напруження згину (тут W_0 - осьовий момент опору січення вала).

Коефіцієнт запасу міцності при крученні визначається за формулою:

$$n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_p}, \quad (26)$$

де τ_T - границя текучості при крученні, $\tau_T=(0,5...0,75)\sigma_T$;

$$\tau_p - \text{розрахункове напруження кручення, } \tau_p = \frac{T_{kp}}{W_p},$$

(тут W_p - полярний момент опору січення вала).

Моменти W_0 і W_p визначаються за формулами залежно від наявності в січенні галтелі, шпонкового паза, шліців тощо.

Спільний коефіцієнт запасу міцності и у небезпечному січенні:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (27)$$

де $[n]=1,5...2,0$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності.

2.2 Розрахунок диференціала

Оскільки кожний сателіт передає навантаження через два зубці, то модуль в середньому січенні (середній модуль) визначається, виходячи з максимального обертового моменту, за формулою:

$$m_{im} = \sqrt{\frac{Me_{\max} u_T (1 + k_\delta) y_F k_F k_\delta}{0,85 [\sigma]_{Fcm} q \psi_d z_1^2}}, \quad (28)$$

де k_F і y_F - коефіцієнти, відповідно, навантаження і форми зуба;

q - кількість сателітів;

$z_1=10... 14$ - кількість зубців сателіта;

k_δ - динамічний коефіцієнт;

$[\sigma]_{Fcm}$ - допустима напруга, визначається за формулою:

$$[\sigma]_{Fcm} = \frac{\sigma_{Fcm}^0}{S_{Fcm}} = \frac{2100...2600}{1,75...2,2}, \quad (29)$$

(тут σ_{Fcm}^0 - границя напруження; S_{Fcm} - коефіцієнт безпеки);

ψ_d - коефіцієнт ширини зубчастого вінця ($\psi_d=0,15...0,35$);

k_δ - коефіцієнт блокування;

$u_T = u_k u_\delta u_o$ - передатне число трансмісії (тут u_k, u_δ, u_o - передатні числа, відповідно, коробки переміни передач, додаткової коробки і головної передачі).

Тиск на вісь сателіта в самому сателіті визначається за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_2 q l d_0}; \quad (30)$$

- тиск на вісь сателіта в коробці диференціала - за формулою:

$$\sigma_2 = \frac{M_{e\max} u_T \eta_T}{r_1 q l_1 d_0}; \quad (31)$$

- тиск на торці сателіта - за формулою:

$$\sigma_3 = \frac{4M_{e\max} u_T \eta_T}{r q \pi (d_1^2 - d^2)} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (32)$$

- тиск на торці півосевої шестірні - за формулою:

$$\sigma_4 = \frac{2M_{e\max} u_T \eta_T}{r_2 \pi (d_3^2 - d_2^2)} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad (33)$$

де r_1 - радіус середньої точки осі сателіта в коробці диференціала;

r_2 - радіус середньої точки сателіта; а

α - кут зачеплення;

η_T - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

d_0 - діаметр осі сателіта;

d_1 - діаметр торцевої опорної поверхні сателіта;

d_2 і d_3 - відповідно, менший і більший діаметри контактних поверхонь півосей шестірні з корпусом диференціала;

l і l_1 - довжина осі сателіта, що припадає відповідно на сателіт і корпус.

При включених перших передачах, максимальному обертовому моменту $M_{e\max}$ і $K_\delta = 0$ допустимі тиски не мають перевищувати $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_4 = 70$ МПа.

2.3 Півосі, карданні передачі привода

При розрахунку на міцність повністю розвантаженої півосі визначаються напруга кручення τ і деформація при крученні θ , оскільки на таку вісь діє лише обертальний момент:

$$\tau_{\max} = \frac{R_X r_K}{W_r} = \frac{T_{K\max}}{0,2d^3}, \quad (34)$$

$$\theta_{\max} = \frac{T_{K\max} l}{Gl} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (35)$$

де R_X - поздовжня сила [$R_X = P_K(P_\tau)$];

W_r - момент опору січення півосі при крученні;

$I = \frac{\pi d^4}{32}$ - полярний момент інерції січення;

$G=8,5 \cdot 10^4$ МПа - модуль пружності при крученні (2-го роду);

l - довжина півосі;

d - діаметр півосі;

$T_{K\max}$ - максимальний обертовий момент, орієнтовно можна прийняти:

$$T_{K\max} = 0,5M_{e\max} u_T k_\delta (1 + k_\delta). \quad (36)$$

Отримані значення не мають перевищувати: $\tau_{\max} \leq 500 \dots 700$ МПа; $\theta_{\max} \leq 8^\circ$ на 1 м довжини півосі.

2.4 Розрахунок на міцність напіврозвантаженої півосі

Приймається, що при інтенсивному гальмуванні (розгоні) можливі три варіанти:

а) вертикальна сила R_Z має найбільше значення $R_{Z\max}$ (при відсутності даних для визначення $R_{Z\max}$ можна прийняти $R_{Z\max} = 1,2 \cdot R_{Zcm}$, де R_{Zcm} - статичне навантаження на колеса);

б) поздовжня сила R_X має граничне значення $R_{X\max} = R_{Z\max} \cdot \varphi$, де $\varphi = 0,8$;

в) поперечна сила відсутня ($R_Y = 0$ оскільки в місці контакту колеса з дорогою $R_X = R_{X\max}$).

Для такого режиму руху визначається еквівалентна напруга:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (37)$$

де напруги згину σ і кручення τ визначаються відповідно за формулами:

$$\sigma = a \frac{\sqrt{R_{X\max}^2 + R_{Z\max}^2}}{W_\sigma}; \quad \tau = \frac{R_{X\max} r_K}{W_\tau},$$

(тут $W_\tau = 0,1d^3$ - момент опору січення півосі при згині).

При заносі автомобіля на повороті враховується, що:

а) вертикальна сила R_Z має значення, що відповідає повороту автомобіля або заносу ведучого моста. При цьому, до центра мас, які відносяться до ведучого моста, прикладена сила $P_Y = G_2 \varphi'$. Сила R_Z визначається окремо для зовнішнього (з) і внутрішнього (в) коліс:

$$R_{Z_3} = G_2 \left(0,5 + \frac{h_g \varphi'}{B} \right); \quad R_{Z_6} = G_2 - R_{Z_3}, \quad (38)$$

де G_2 - вага, що припадає на ведучий міст;

h_g - висота центра мас;

$\varphi' = 1,0$ - поперечний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

B - колія коліс ведучого моста;

б) поперечна сила R_Y має граничне значення:

$$R_{Y_3} = R_{Z_3} \varphi';$$

$$R_{Y_6} = R_{Z_6} \varphi';$$

в) поздовжня сила R_X відсутня ($R_X=0$ і $\tau=0$).

Для такого режиму напруги згину визначаються окремо для півосей зовнішнього і внутрішнього коліс:

$$\sigma_3 = \frac{(R_{Y_3} r_K - R_{Z_3} a)}{W_\sigma}; \quad (39)$$

$$\sigma_6 = \frac{(R_{Y_6} r_K + R_{Z_6} a)}{W_\sigma}.$$

При переїзді через перешкоду приймається, що:

а) при ударі колеса у перешкоду, яка знаходиться на дорозі, виникає вертикальна сила:

$$R_{Z_0} = R_{Z_{cm}} k_d, \quad (40)$$

де k_d - коефіцієнт динамічності;

б) поздовжня R_X і поперечна R_Y сили відсутні ($R_X=0$; $R_Y=0$).

Для цього режиму руху визначається тільки напруга згину:

$$\sigma_{\max} = \frac{R_{z0} a}{W_{\sigma}}. \quad (41)$$

У виконаних конструкціях напіврозвантажених півосей напруги знаходяться у межах $\sigma_3 = \sigma_e = \sigma_{\max} = \sigma_{екв} = 600...750$ МПа.

Шліци півосей розраховуються на зминання і зріз, допустимі напруги відповідно: $[\sigma]_{зм} = 200$ МПа, $[\tau]_{зр} = 70$ МПа.

Підшипники півосей і коліс вибираються за статичним навантаженням, що припадає на одне колесо:

$$R_z = 0,5G_2.$$

Інші сили не приймаються до уваги, оскільки вони невеликі (P_K) або короткочасної дії (P_{τ} , P_Y). Частота обертання підшипників визначається, виходячи із середньої швидкості руху автомобіля.

3 Задача 10

Вибрати основні параметри головної передачі автомобіля за даними наведеними в таблиці А.1 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) довжину твірної ділильного конуса L ;
- 2) числа зубців ведучого і веденого конічних коліс z_1 і z_2 ;
- 3) кути нахилу гвинтової лінії β_1 і β_2 ;
- 4) зміщення осей при гіпоїдному зачепленні E_2 ;
- 5) довжини зубців ведучого і веденого конічних коліс b_1 і b_2 ;
- 6) кут зачеплення α ;
- 7) величину нормального модуля m_n (для гіпоїдного зачеплення значення двох модулів).

Рекомендації по вибору основних параметрів головної передачі наведені в таблиці 1.

Радіус початкового обводу r_2 (див. табл. 1) веденого колеса визначається з виразу:

Таблиця 1 - Основні параметри головних передач автомобіля

Параметр	Умовні позначення	Автомобілі		Примітки
		вантажні	легкові	
Відповідність між числом зубців ведучої шестерні (чисельник) і кутом нахилу гвинтової лінії (знаменник)	z_1/β_1	5/42°... 4 5°; 6/35°... 40°	8-9/40°...45°; 10/40°	Осі шестерень перетинаються в одній точці
		13/50°	14... 15/45°	Гіпоїдне зачеплення
Зміщення осей при гіпоїдному зачепленні, мм	E_2	0,25 r_2	0,4 r_2	-
Довжина зубця ведучої конічної шестерні, мм	b_1	(0,3...0,4) L	(0,25...0,3) L	-
Довжина зубця веденого конічного колеса, мм	b_2	$b_1-(3...4)$		-
Кут зачеплення	α	20°	14°; 16°; 17°30'	-

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta}, \text{ мм};$$

Величина нормального модуля визначається за формулою:

$$m_n = \frac{L \cdot \cos \beta}{0,5 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}, \text{ мм};$$

(у випадку розрахунку гіпоїдної передачі знаходяться два модулі - окремо для шестерні і колеса).

Примітки і довідкові дані.

1. Довжина твірної ділильного конуса L вибирається відповідно до графіка, який показаний на рисунку 2. При цьому, якщо $M_{\text{emax}} \cdot u_1 \cdot u_p > 1800$ Нм, а $u_0 > 5,2 \dots 5,4$, то рекомендується подвійна передача (крива 2), в протилежному випадку - одинарна (крива 1).

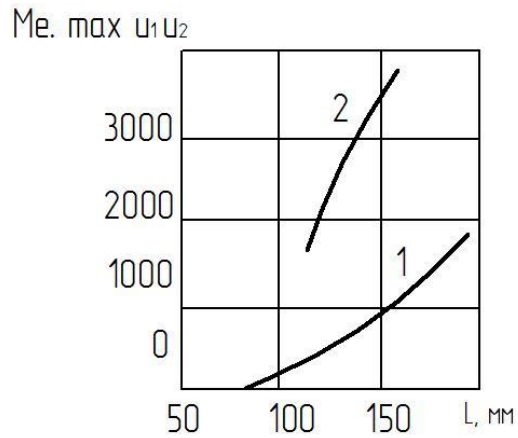


Рисунок 2 - Криві для визначення довжини твірної початкового конуса

2. Числа зубців ведучого і веденого коліс уточнюються на основі аналізу конструкцій головних передач аналогічних автомобілів.

3. Для гіпоїдних передач $\beta_1 \neq \beta_2$, причому $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1, 3 \dots 1, 5$.

4 Задача 11

Визначити зусилля, що діють в зачепленні коліс головної передачі і розрахувати вказані колеса на міцність і витривалість. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці А.1 додатків. Необхідні додаткові параметри взяти з попередньої задачі.

Для розв'язку задачі необхідно для кожного із коліс визначити:

- 1) радіус середньої точки зубця r_{φ} ;
- 2) половину кута при вершині початкового конуса δ ;
- 3) торцевий крок по основі початкового конуса t_s ;
- 4) радіуси кривини зубців ρ ;
- 5) еквівалентні числа зубців z_e ;
- 6) колові F_b радіальні F_r і осьові F_a сили;
- 7) напруги згинання в зубцях σ_{3z} ;
- 8) напруги зминання σ_{3m} ;
- 9) співставити розрахункові значення σ_{3z} і σ_{3m} з допустимими.

Робочі формули для розв'язку задачі наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Формули для розрахунку шестерень головної передачі

Параметр	Позначення	Формули
Радіус середньої точки зубця, мм	r_{cpi}	$\frac{z_i \cdot m_n (L - 0,5 \cdot b)}{2 \cos \beta_i L}$
Половина кута при вершині початкового конуса, град	δ_i	$tg \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u_0}; tg \delta_2 = \frac{z_2}{z_1}$
Торцевий крок по основі початкового конуса, мм	t_s	$\pi \cdot m_n \frac{\cos \alpha}{\cos \beta_i}$
Радіус кривизни зубця, мм	ρ_i	$\frac{r_{cpi} \cdot \sin \alpha}{\cos^3 \beta_i \cdot \cos \delta_i}$
Еквівалентне число зубців	z_e	$\frac{z_i}{\cos^3 \beta_i \cdot \cos \delta_i}$
Колова сила, Н	F_{ti}	$\frac{M_{mp.pozp.}}{r_{cpi}}$
Осьова сила, Н	F_{ai}	$\frac{F_{ti}}{\cos \beta_i} (tg \alpha_i \cdot \sin \delta_i + \sin \beta_i \cdot \cos \delta_i)$
Радіальна сила, Н	F_{ri}	$\frac{F_{ti}}{\cos \beta_i} (tg \alpha_i \cdot \cos \delta_i - \sin \beta_i \cdot \sin \delta_i)$
Напруга згинання, МПа	$\sigma_{зг}$	$\frac{M_{e \max} \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \kappa_\delta}{y \cdot b \cdot t_s \cdot r \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_{cp}} \sin \delta \right) \cos \beta}$
Напруга зминання, МПа	$\sigma_{зм}$	$0,418 \sqrt{\frac{F_{ti} \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}$

Примітки і довідкові дані.

1. При перетинанні осей в одній точці (конічна передача) $F_{a1}=F_{r2}$ і $F_{r1}=F_{a2}$ (тут індекс "1" відповідає параметрам ведучого колеса, а індекс "2" - веденого). У випадку гіпоїдної передачі необхідно визначити не три, а шість сил, оскільки

$$\beta_1 \neq \beta_2. \text{ При цьому } F_{t2} = F_{t1} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

2. Якщо $\frac{M_a}{M_{e \max}} (\kappa_2 / H \cdot m) > 33$, то $M_{mp.pozp} = M_{e \max}$, в протилежному випадку

$M_{mp.pozp}$ визначається за графіком (див. задачу 5).

3. Коефіцієнт динамічності k_d приймається в межах 1,2...1,5.
4. Коефіцієнт форми зубця Y визначається за методикою, що викладена в задачі 5, для еквівалентного числа зубців.
6. Допустимі напруги в зубцях
 $[\sigma_{зз}]=800... 1000$ МПа, $[\sigma_{зм}]=1500... 2000$ МПа.

5 Задача 12

Виконати уточнений розрахунок вала шестірні головної передачі, використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці А.2 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) коефіцієнт запасу міцності при крученні n_τ ;
- 2) коефіцієнт запасу міцності при згинанні n_σ ;
- 3) загальний коефіцієнт запасу міцності n_Σ .

Робочі формули:

$$n_\tau = \frac{\tau_m}{\tau_p}; \quad \tau_m = 0,7 \cdot \sigma_m, \text{ МПа};$$

$$\tau_p = \frac{M_{\text{пр.розр.}}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}; \quad n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_n \cdot \beta}{k_\sigma \cdot \sigma_p};$$

$$\sigma_p = \frac{M_{\text{зг. max}}}{0,1 \cdot d^3}, \text{ МПа}; \quad n_\Sigma = \frac{n_\tau \cdot n_\sigma}{\sqrt{n_\tau^2 + n_\sigma^2}}.$$

В цих формулах:

τ_m - межа плинності при зсуві, МПа;

σ_m - межа плинності при розтягу, МПа;

τ_p - розрахункова дотична напруга, МПа;

d - діаметр вала, мм;

σ_{-1} - межа витривалості зразка матеріалу, з якого виготовлено вал, МПа;

ε_n - коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні вала;

β - масштабний коефіцієнт;

k_σ - коефіцієнт концентрації напруг в місці переходу від вала до шестірні;
 σ_p - розрахункова напруга згинання, МПа;
 $M_{z_{2,max}}$ - максимальний згинальний момент, Нм.

Примітки і довідкові дані/

1. Для сталі 20ХНМ: $\sigma_m=950$ МПа, $\sigma_{-1}=520$ МПа.
2. Значення $M_{тр.розр.}$ визначається за методикою, що викладена в попередній задачі.
3. При зміні діаметра вала від 30 до 60 мм коефіцієнт β знижується від 0,7 до 0,56 (конкретне значення β рекомендується вибирати інтерполяванням).
4. Значення ε_n коливається в межах 0,75... 0,80.
5. $k_\sigma=2,0... 2,5$ при радіусі гантелі 1,5...2,0 мм.
6. $n_\Sigma=1,5... 2,0$.

6 Задача 13

Виконати перевірковий розрахунок диференціала, використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці А.3 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) коефіцієнт довжини зубця, λ ;
- 2) модуль m_n ;
- 3) тиск на вісь сателіта в шестерні σ_1 ;
- 4) тиск на вісь сателіта в коробці диференціала σ_2 ;
- 5) тиск на торці сателіта σ_3 ;
- 6) тиск на торці півосьової шестерні σ_4 ;
- 7) порівняти розрахункові значення тисків з допустимими.

Таблиця 3 - Формули, що використовуються при розрахунку диференціалу

Параметр	Позначення	Формули
Модуль, мм	m_n	$\sqrt{\frac{3(1+\kappa_\sigma)M_{e\max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \eta_m}{[\sigma] \cdot z_n \cdot q \cdot L_n (1-\lambda^3) \pi \cdot y}}$

Тиск на вісь сателіта в шестірні, МПа	σ_1	$\frac{M_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \eta_m}{r_1 \cdot q \cdot d \cdot l}$
Тиск на вісь сателіта в коробці, МПа	σ_2	$\frac{M_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \eta_m}{r_1 \cdot q \cdot d \cdot l_1}$
Тиск на торець сателіта, МПа	σ_3	$\frac{4 \cdot M_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \eta_m}{r \cdot q \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d^2)} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$
Тиск на торці півосьової шестірні, МПа	σ_4	$\frac{2 \cdot M_{e \max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot u_p \cdot \eta_m}{r \cdot \pi \cdot (d_3^2 - d_2^2)} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$
Коефіцієнт форми зубця	λ	$\frac{L_n - b}{L_n}$

В цих формулах:

L_n - довжина твірної початкового конуса, мм;

b - довжина зубця сателіта, мм;

κ_δ - коефіцієнт, що враховує блокування диференціала;

z_n - число зубців півосьової шестерні;

q - число сателітів;

u - коефіцієнт форми зубця;

r - відстань від площини, що проходить через вершину ділильного конуса, до середини довжини зубця сателіта, мм;

r_1 - те ж до середини опорної поверхні осі в коробці диференціала, мм;

d - діаметр осі сателіта, мм;

d_1 - діаметр опорної поверхні сателіта, мм;

l - довжина посадочної поверхні осі в сателіті, мм;

l_1 - те ж в коробці диференціала, мм;

α - кут в зачепленні (приймають $\alpha=20^\circ$);

δ - половина кута при вершині початкового конуса, град;

d_2 і d_3 - менший і більший діаметри контактних поверхонь півосьової шестірні з корпусом диференціала, мм.

Примітки і довідкові дані.

1) Коефіцієнт форми зубця у визначається за таблицею 5 з використанням еквівалентного числа зубців:

$$z_e = \frac{z_n}{\cos \delta},$$

де

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{z_n}{z_0},$$

(тут z_0 - число зубців сателіта).

2. Для шестерінчастих диференціалів $\kappa_\delta=0,15$.

3. Для розрахунків прийняти: $d_2 \approx 1,1 \cdot r$; $d_2 \approx 1,15 \cdot r_1$.

4. Допустимі напруга і тиски:

$[\sigma]=550 \text{ МПа}$; $[\sigma_1]=[\sigma_2]=[\sigma_3]=[\sigma_4]=70 \text{ МПа}$.

7 Задача 14

Виконати перевірковий розрахунок напіврозвантаженої півосі автомобіля, використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці А.4 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

1) згинальний $M'_{з2}$ і крутний $M'_к$ моменти, що діють на півосі в першому розрахунковому випадку (рушанні з місця);

2) згинальний момент $M''_{з2}$, що діє на півосі в другому розрахунковому випадку (боковому заносі автомобіля);

3) згинальний момент $M'''_{з2}$, що діє на півосі в третьому розрахунковому випадку (переїзді автомобіля через перешкоду);

4) напруги $\sigma_{сум}$, $\sigma''_{з2}$ і $\sigma'''_{з2}$, що виникають в півосі в кожному розрахунковому випадку і порівняти їх з допустимими.

Робочі формули:

$$M_3 = b \cdot z_2 \sqrt{1 + \varphi^2}, \text{ Нм}; \quad z_2 = \frac{m_2 \cdot G_2}{2}, \text{ Н}; \quad M_K = \frac{M_{e \max} \cdot u_1 \cdot u_0 \cdot u_p \cdot \eta_m (1 + \kappa_\delta)}{2}, \text{ Нм};$$

$$M_3'' = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2 \cdot h_m \cdot \varphi}{B} \right) (\varphi_1 \cdot r_k - b), \text{ Нм}; \quad M_3''' = \kappa_\delta \frac{G_2 \cdot b}{2}, \text{ Нм};$$

$$\sigma_{3z} = \frac{10^3 \cdot M_3}{0,1 \cdot d^3}, \text{ МПа}; \quad \tau_k = \frac{10^3 \cdot M_K}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 3\tau_k^2}, \text{ МПа};$$

В цих формулах:

b - відстань від середини зовнішнього опорного підшипника до вертикалі, що проходить через центр опорної площини колеса, м;

z_2 - нормальна реакція дороги, Н;

m_2 - максимальне значення коефіцієнта перерозподілу маси;

G_2 - навантаження на задню вісь автомобіля, Н;

φ - розрахунковий коефіцієнт поздовжнього зчеплення ($\varphi=0,8$);

κ_δ - коефіцієнт блокування, що приймається для шестерінчастих диференціалів рівним 0,15;

h_m - висота центра мас автомобіля, м;

B - колія автомобіля, м;

φ_1 - розрахунковий коефіцієнт поперечного зчеплення коліс з дорогою ($\varphi_1=1,0$);

κ_δ - коефіцієнт динамічності;

M_3 - розрахунковий згинальний момент (підставляти по чергово M'_{3z} , M''_{3z} , M'''_{3z}) Нм;

σ_{3z} - напруга згину (знаходиться для трьох випадків залежно від M_3), МПа;

d - діаметр півосі, мм;

τ_k - напруга кручення, МПа.

Примітки і довідкові дані.

1. Коефіцієнт перерозподілу маси:

$m_2=1,2\dots 1,35$ - для легкових автомобілів;

$m_2=1,15\dots 1,2$ - для вантажних автомобілів.

2. Коефіцієнти динамічності:

$\kappa_d=1,75$ - для легкових автомобілів і автобусів;

$\kappa_d=2,5$ - для вантажних автомобілів.

3. Напруга $\sigma_{сум}$ знаходиться для першого випадку оскільки згинальний і крутний моменти діють на півосі тільки при рушанні автомобіля з місця.

4. Допустима напруга в півосях $[\sigma]=600... 750$ МПа.

8 Вимоги до звіту

1. В звіті подати умову завдання, необхідні рисунки та таблиці.

2. Повне рішення задачі.

3. Висновки до виконаної роботи.

4. Використана література.

9 Контрольні питання

1. Означення і вимоги до привода ведучих коліс;

2. Схеми конструкції привода ведучих коліс;

3. Особливості конструкції привода ведучих коліс;

4. Призначення головних передач;

5. Класифікація головних передач;

6. Види одинарних головних передач та їх короткий аналіз;

7. Конічна головна передача, її переваги і недоліки;

8. Гіпоїдна головна передача, її переваги і недоліки;

9. Конструкція та аналіз подвійних головних передач;

10. Визначення конусної віддалі конічних передач;

11. Визначення модуля конічних передач;

12. Зусилля в зачепленні зубчастих коліс циліндричної головної передачі;

13. Зусилля в зачепленні зубчастих коліс конічної головної передачі;

14. Зусилля в зачепленні зубчастих коліс гіпоїдної головної передачі;

15. Підбір і розрахунок підшипників конічної головної передачі;

16. Розрахунок валів конічної головної передачі на міцність;

17. Жорсткість елементів головної передачі та методи її підвищення;
18. Призначення, класифікація і короткий аналіз диференціалів;
19. Вимоги до диференціалів;
20. Коефіцієнт блокування диференціала;
21. Визначення модуля тисків між робочими поверхнями диференціала;
22. Типи півосей, їх конструкційні особливості та застосування;
23. Характерні режими навантаження півосей;
24. Розрахунок напіврозвантаженої півосі на міцність;
25. Особливості розрахунку на три чверті та повністю розвантажених півосей;
26. Підбір та розрахунок підшипників півосей і коліс.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия [Текст] / Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш.шк., 1985. – 240 с.
2. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений [Текст] / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. –480 с.
3. Автомобили. Трансмиссия: Учебное пособие [Текст] / Н.Е. Основенко. – К.: УМК ВО, 1989. – 139 с.
4. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля [Текст] / Г.А. Гаспарянц.– М.: Машиностроение, 1978.–351 с.
5. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля [Текст] / Б.В. Гольд. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. Краткий автомобильный справочник. [Текст] / А.Н. Позин, Ю.М. Власно, М.Б. Леликов и др. – М.: АО "Трансконсалтинг", 1994. – 779 с.
7. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Автомобили и тракторы” [Текст] / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов.–М.:Машиностроение, 1984.-376 с.
8. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета:

- Учебник для студентов вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство” [Текст] / В.В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Основенко М.Ю. Трансмiсія автомобiля: Навч. посiбник. [Текст] / М.Ю. Основенко, Г.А. Фiлiпова. – К.: УТУ, 1998. – 156 с.
10. Раймпель И. Шасси автомобиля: элементы подвески. Пер. с нем. [Текст] / И Раймпель – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
11. Кищун В.А. Методичнi вказiвки до практичних занять для студентiв спецiальностi «Автомобiлi та автомобiльне господарство» навчально-наукового центру пiслядипломної освiти [Текст] / В.А. Кищун. – Луцк: РВВ ЛНТУ, 2012. – 58 с.

Таблиця А.1 - Вихідні дані до задач 10 і 11

№ п/п	Тип автомобіля	Наявність зміщення осей	M_a , кг	$M_{e_{max}}$, Нм	u_0	u_1	u_p
1	Легковий	Немає	950	53	5,125	3,83	-
2	Легковий	Є	1290	88	4,55	3,81	-
3	Легковий	Немає	1875	170	4,55	3,115	-
4	Легковий	Є	2175	125	5,125	3,115	1,15
5	Вантажний	Немає	2450	170	5,125	4,124	-
6	Вантажний	Є	5350	205	7,6	6,4	1,00
7	Вантажний	Немає	10850	345	6,67	7,44	1,16
8	Вантажний	Є	9526	410	6,45	7,44	-
9	Вантажний	Немає	13200	475	8,9	6,17	1,303
10	Вантажний	Є	14225	680	7,73	6,171	-
11	Легковий	Є	900	64	5,125	3,81	-
12	Легковий	Немає	1300	90	4,55	3,60	-
13	Легковий	Є	1650	170	4,55	3,20	-
14	Легковий	Немає	1920	130	5,125	3,115	-
15	Легковий	Є	2070	205	6,67	4,10	-
16	Вантажний	Немає	2500	246	5,125	5,815	-
17	Вантажний	Є	4800	290	7,6	6,42	1,3
18	Вантажний	Немає	5500	310	6,45	7,44	1,15
19	Вантажний	Є	11050	400	7,73	6,17	1,25
20	Вантажний	Немає	11200	510	8,9	6,17	1,303
21	Легковий	Немає	1365	90	4,6	3,88	-
22	Вантажний	Є	3400	202	6,25	4,125	-
23	Вантажний	Немає	10880	356	7,125	3,11	1,14
24	Легковий	Є	1760	180	4,87	5,24	-
25	Легковий	Немає	990	64	4,43	3,93	-
26	Вантажний	Є	11400	515	7,55	6,44	1,27
27	Вантажний	Немає	7550	239	5,45	3,115	1,05
28	Вантажний	Є	1200	85	4,125	4,324	-
29	Легковий	Немає	18300	690	8,67	7,71	1,33
30	Вантажний	Є	2200	195	6,6	6,23	-

Таблиця А.2 - Вихідні дані до задачі 12

№	M_a , кг	$M_{e\max}$, Нм	$M_{зг.\max}$, Нм	d , мм
1	950	53	162	25
2	1290	88	216	25
3	2175	125	183	35
4	2450	170	246	35
5	5350	205	381	44
6	10450	345	324	44
7	13200	475	861	50
8	9525	410	847	50
9	14225	680	967	58
10	19325	780	1012	60
11	1290	80	148	25
12	1500	110	196	30
13	1975	135	218	35
14	2205	170	257	42
15	2670	205	314	38
16	6075	230	397	40
17	9520	390	865	48
18	10850	355	883	50
19	14220	575	971	55
20	20350	810	1034	64
21	1000	66	182	30
22	1350	95	230	36
23	950	58	169	28
24	2200	150	215	32
25	5800	245	392	45
26	11800	530	661	52
27	10200	420	502	50
28	15340	620	853	60
29	9670	380	794	55
30	6850	295	419	40

Таблиця А.3 - Вихідні дані до задачі 13

№ П/П	$M_{\text{max}},$ НМ	$L_n,$ ММ	$b,$ ММ	z_n	z_0	q	$r,$ ММ	$r_b,$ ММ	$l,$ ММ	$l_1,$ ММ	$d,$ ММ	$d_1,$ ММ	u_0	u_1	u_p	η_m
1	53	39	20	20	10	2	28	45	20	15	16	40	5,125	3,83	-	0,9
2	88	36,4	20	14	10	2	30	50	20	15	17	45	4,55	3,81	-	0,9
3	170	47,2	20	16	10	2	35	55	23	15	20	50	4,55	3,115	-	0,9
4	125	47,2	20	16	10	2	35	50	20	15	20	45	5,125	3,115	1,15	0,85
5	205	57	20	20	11	4	40	65	23	18	20	50	7,6	6,40	1,00	0,85
6	345	57	20	20	11	4	45	65	24	18	20	50	6,67	7,44	1,66	0,85
7	475	78	27	22	11	4	64	88	30	16	25	64	8,9	6,17	1,30	0,85
8	410	78	27	22	11	4	60	74	30	20	25	60	6,45	7,44	-	0,9
9	680	62,7	22,5	20	11	4	60	80	30	20	24	58	7,73	6,171	-	0,9
10	780	98,4	32	22	11	4	75	100	35	20	30	70	8,21	5,26	1,31	0,85
11	65	37,2	20	18	10	2	26	50	20	15	15	40	4,55	3,115	-	0,89
12	70	35,8	20	16	10	2	28	45	23	15	16	45	5,125	3,52	-	0,90
13	90	45,4	20	14	10	2	30	55	20	15	17	45	5,125	3,81	-	0,91
14	120	46,8	20	20	10	2	35	60	22	16	20	50	4,55	3,83	-	0,9
15	155	47,2	20	22	10	2	40	50	24	18	20	50	6,0	6,4	-	0,9

Продовження таблиці А.3

№ П/П	$M_{\text{emax}},$ НМ	$L_n,$ ММ	$b,$ ММ	z_n	z_0	q	$r,$ ММ	$r_l,$ ММ	$l,$ ММ	$l_1,$ ММ	$d,$ ММ	$d_1,$ ММ	u_0	u_1	u_p	η_m
16	195	57,0	20	16	11	4	45	65	23	20	22	64	7,76	6,71	1,3	0,86
17	220	70,8	20	20	11	4	50	90	30	18	25	60	6,67	7,44	1,81	0,85
18	385	62,4	27	18	11	4	64	75	35	20	24	55	8,2	5,26	1,66	0,87
19	630	66,4	27	20	11	4	60	85	35	20	25	68	6,45	6,17	1,05	0,84
20	750	98,4	32	22	11	4	70	95	35	20	30	75	7,81	5,8	1,3	0,88
21	120	48,2	20	16	10	2	30	70	70	15	16	45	4,6	4,36	-	0,92
22	630	94	32	22	11	4	78	110	35	20	30	70	8,31	7,18	1,10	0,85
23	60	42	20	14	10	2	26	45	20	14	14	40	4,125	3,83	-	0,88
24	415	75	22,5	20	11	4	65	88	24	20	28	58	6,55	6,44	1,30	0,87
25	534	70,8	27	22	11	4	72	105	30	20	24	65	7,82	8,31	1,125	0,84
26	190	50,4	20	16	10	2	35	50	20	15	18	47	5,34	3,125	-	0,9
27	210	55	20	18	10	2	38	58	23	16	25	45	7,12	6,40	-	0,89
28	345	60,5	30	20	11	4	60	77	28	18	26	50	6,9	5,22	1,65	0,85
29	320	58	27	20	11	4	54	65	25	18	30	54	5,95	4,98	1,33	0,86
30	180	52	20	18	10	2	35	56	30	16	20	56	4,8	6,175	-	0,91

Таблиця А.4 - Вихідні дані до задачі 14

№ п/п	Тип автосто- біля	M_{max} , Нм	u_1	u_0	η_m	G_2 , Н	b , мм	h_m , м	B , м	r_k , мм	d , мм
1	Легковий	88	3,81	4,55	0,2	6450	50	0,72	122	292	35
2	Легковий	93	331	4,22	0,9	6900	55	0,68	1,237	290	40
3	Вантажний	170	1,11	4,55	0,9	9800	35	0,75	1,41	335	42
4	Вантажний	310	531	538	0,85	23200	80	0,76	1-54	350	56
5	Легковий	140	4,2	4,62	0,9	14800	40	0,34	1,28	380	41
6	Вантажний	350	6,72	654	0,85	26800	80	0,74	157	365	48
7	Легковий	140	4,04	4,68	0,9	15200	50	0,74	134	320	41
8	Вантажний	260	5,4	5,21	0,85	21000	70	0,32	151	410	52
9	Легковий	120	4,4	4,38	0,9	10200	65	0,76	132	320	46
10	Легковий	120	4,6	4,9	0,9	11800	60	0,77	128	340	48
11	Легковий	80	422	3,15	0,98	6500	35	0,68	1,24	279	36
12	Легковий	90	455	331	0,98	6850	40	0,70	1,22	288	42
13	Вантажний	150	4,62	42	0,92	7300	45	0,72	1,46	377	48
14	Вантажний	295	455	331	0,2	18200	50	0,75	1,63	445	50
15	Легковий	125	4,68	4,6	0,35	4800	40	0,86	1,28	329	41
16	Вантажний	370	531	5,4	0,28	15450	55	0,74	1,52	485	56
17	Легковий	165	621	4,04	0,85	4680	50	0,84	1,28	313	48
18	Легковий	120	535	4,4	0,2	11800	65	0,82	1,34	281	46
19	Вантажний	245	438	531	0,22	27000	70	0,77	1,51	440	52
20	Легковий	155	654	6,72	0,35	8500	80	0,76	1,28	287	40
21	Вантажний	210	6,52	6,88	0,85	20300	60	0,87	1,49	440	41
22	Вантажний	325	5,04	5,22	0,9	28700	75	0,92	1,54	505	48
23	Легковий	98	3,91	4,18	0,9	8600	45	0,56	131	281	36
24	Легковий	115	4,20	4,12	0,85	11220	55	0,62	135	288	38
25	Вантажний	250	5,72	5,95	0,85	19800	80	0,70	1,47	485	52
26	Легковий	125	4,02	3,94	0,7	12300	50	0,62	138	329	40
27	Легковий	85	3,64	4,24	0,92	6850	35	0,54	124	279	35
28	Вантажний	190	5,38	5,6	0,91	18800	65	0,88	1,41	445	40
29	Легковий	105	4,04	4,81	0,86	10300	40	0,57	136	298	41
30	Вантажний	350	6,81	6,78	0,85	37000	80	0,98	1,58	525	58