

ЛІТЕРАТУРА

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

Кафедра комп'ютерних
технологій в машинобудуванні

М.Г. Левкович, Ю.І. Пиндус



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА

до виконання практичних занять №3, 4, 5, 6, 7
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 №3, 4, 5, 6, 7 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», напрямку підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт».

Укладачі: к.т.н., доц. Левкович М.Г.;
к.т.н., доц. Пиндус Ю.І.

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
1.1 Визначення міжосьової віддалі	5
1.2 Визначення модуля зубчастої передачі	9
1.3 Розрахунок валів коробок перемикачів передач	12
1.4 Вибір і розрахунок підшипників КПП	15
1.5 Розрахунок синхронізаторів коробки перемикачів передач	17
2. Приклад рішення задачі	20
2.1 Задача 3	22
2.2 Задача 4	23
2.3 Задача 5	25
2.4 Задача 6	28
2.5 Задача 7	31
3. Вимоги до звіту	32
4. Контрольні питання	32
Перелік посилань	33
Додатки	35

1 Загальні положення

Коробка перемикавання передач призначена для перетворення обертового моменту і частоти обертання колінчастого вала двигуна з метою отримання різних тягових зусиль на ведучих колесах автомобіля; забезпечення можливості руху заднім ходом та тривалого від'єднання двигуна від трансмісії.

До коробки перемикавання передач пред'являються такі вимоги: а) забезпечення оптимальних тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля при заданій зовнішній характеристиці двигуна; б) безшумність при роботі і перемиканні передач; в) легкість керування; г) загальні вимоги.

Двохвальні коробки перемикавання передач мають:

- 1) просту конструкцію;
- 2) низький рівень шуму;
- 3) підвищений коефіцієнт корисної дії;
- 4) зручність компонування на передньоприводних, задньомоторних і повноприводних автомобілях.

До недоліків двухвальної коробки необхідно віднести:

- а) відсутність прямої передачі, тому зубчасті колеса та підшипники на вищій передачі працюють під навантаженням, що призводить до їх додаткового зношування і шуму;
- б) важко отримати велике передатне число на нижчій передачі ($u=4...4,5$).

Перевагами трьохвальної КПП є наявність прямої передачі, яку одержують шляхом безпосереднього з'єднання ведучого і веденого валів та відносна простота отримання великого передавального числа на першій передачі при малій міжосьовій відстані

Недоліком таких коробок є деяке зниження коефіцієнта корисної дії на проміжних передачах, який може складати $\eta=0,94...0,96$.

З метою забезпечення необхідних динамічних і економічних показників автомобіля на початку розрахунку коробки визначаються діапазон передавальних чисел, кількість передач та передавальні числа.

Діапазон (частка від ділення передавальних чисел нижчої і вищої передач) сучасних коробок перемикання передач складає:

- 3,0...4,5 - для легкових автомобілів;
- 5,0...8,0 - для вантажних автомобілів загального призначення і автобусів;
- 10...20 - для автомобілів високої прохідності і тягачів.

Для легкових і вантажних автомобілів загального призначення це число дорівнює 5-6, для автомобілів високої прохідності - 6-24.

Збільшення кількості передач сприяє:

- 1) ефективному використанню потужності двигуна;
- 2) підвищенню паливної економічності;
- 3) збільшенню середньої швидкості руху;
- 4) зростанню продуктивності автомобіля.

Збільшення числа передач ускладнює конструкцію і робить коробку важчою, розміри її зростають, ускладнюється керування. Тому оптимальною верхньою межею числа передач з ручним перемиканням вважається 5-6 передач.

Серед безступінчастих передач переважаюче застосування отримали гідродинамічні, які застосовуються у поєднанні з автоматично керованою ступінчастою коробкою - гідромеханічні передачі.

1.1 Визначення міжосьової віддалі

Для коробки перемикання передач з нерухомими осями варів міжосьову віддаль орієнтовно можна визначити за емпіричною формулою:

$$a_{\omega} = a \sqrt{M_{e_{\max}}}, \quad (1)$$

де $M_{e_{\max}}$ - максимальний обертовий момент двигуна, Нм;

a - коефіцієнт, який приймається для легковиків 14,5... 16,0, вантажівок 17,0...19,5 і автомобілів з дизельними двигунами 20,5...21,5.

Мінімально допустима міжосьова віддаль визначається з умови забезпечення необхідної контактної міцності зуба. В основу розрахунку покладена залежність

Герца-Беляєва для найбільших нормальних напруг у зоні контакту, які виникають при стисненні двох циліндрів:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q_n}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{E}{\rho}}, \quad (2)$$

де q_n - питоме навантаження за нормаллю до профілю;

μ - коефіцієнт Пуассона (для сталевих зубчастих коліс $\mu=0,3$);

E - приведений модуль пружності пари, визначається за формулою

$$E = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}, \quad (3)$$

(тут E_1 і E_2 - модулі пружності зубчастих коліс);

ρ - приведений радіус кривизни,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2},$$

(тут ρ_1 і ρ_2 - радіуси кривизни шестерень, що розраховуються; знак „+” - для зовнішнього контакту, знак „-” - для внутрішнього).

Розрахунки зубчастих передач проводяться відповідно до стандартної методики, згідно з якою формула Герца-Беляєва матиме вигляд:

$$\sigma_H = z_M z_\varepsilon z_H \sqrt{\frac{2T_p k_H}{d_{\omega 1}^3 \psi_d} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (4)$$

де T_p - розрахунковий момент;

$$z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}} - \text{коефіцієнт матеріалу}; \quad (5)$$

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}} - \text{коефіцієнт контактної лінії} \quad (6)$$

(тут $K_\varepsilon=0,9...1,0$ - коефіцієнт зміни сумарної довжини контактної лінії для косозубих передач; $\varepsilon_\alpha=1,6$ - коефіцієнт торцевого перекриття для косозубих передач);

$$z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_\varepsilon}{\sin \alpha_\omega \cos \alpha_\omega}} - \text{коефіцієнт, який враховує форму робочих поверхонь зубців};$$

(тут β_ε - кут нахилу зуба на основному циліндрі; α_ω - кут зачеплення в торцевому січенні);

$$k_H = k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} - \text{коефіцієнт навантаження};$$

(тут $k_{H\alpha}, k_{H\beta}, k_{H\nu}$ - коефіцієнти, які враховують, відповідно, розподіл навантаження між зубцями, нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії, динамічне навантаження, яке виникає у зачепленні; порядок визначення цих коефіцієнтів наведений у стандарті);

$d_{\omega 1}$ - початковий діаметр шестірні, що розраховується (відповідно $d_{\omega 2}$ - початковий діаметр колеса);

$$u = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} - \text{передатне число};$$

$$\psi_d = \frac{b_\omega}{d_\omega} - \text{коефіцієнт ширини зубчастого вінця};$$

($\psi_d=0,15...0,35$ - більші значення рекомендується брати для більше навантажених зубчастих передач);

знак “+” у формулі приймається для зовнішнього зачеплення, знак “-” - для внутрішнього).

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{(z_M z_\varepsilon z_H)^2 \left(\frac{2T_p k_H}{[\sigma]_H^2 \psi_d} \right) \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (7)$$

Оскільки

$$a_\omega = 0,5(d_{\omega 1} + d_{\omega 2}) = 0,5d_{\omega 1}(u + 1), \quad (8)$$

то міжосьова віддаль буде дорівнювати:

$$a_{\omega} = 0,5(u + 1) \sqrt[3]{(z_M z_{\varepsilon} z_H)^2 \left(\frac{2T_p k_H}{[\sigma]_H^2 \psi_d} \right) \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}. \quad (9)$$

Оскільки в реальних умовах діючі моменти менші від прийнятих розрахункових, то виникає необхідність введення не дійсних, а еквівалентних циклів навантаження.

Еквівалентне число циклів навантаження при прийнятому розрахунковому моменті визначається за формулою:

$$N_E = 60T_S n_p k_{nH}, \quad (10)$$

де T_S - тривалість роботи на відповідній передачі, год.;

n_p - розрахункова частота обертання, рівна половині частоти обертання при максимальній потужності двигуна ($n_p = 0,5n_N$);

k_{nN} - коефіцієнт пробігу, який характеризує відношення довговічності деталі при розрахунковому моменті T_p і дійсному навантажувальному режимі.

Значення коефіцієнтів тривалості роботи автомобіля на різних передачах наведені у відповідній літературі.

Еквівалентне число циклів враховується при визначенні допустимої напруги

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \sqrt[3]{\frac{N_0}{N_E}}, \quad (11)$$

де $[\sigma]_{H0}$ - границя контактної міцності, що відповідає базовому числу циклів;

N_0 - базове число циклів;

N_E - еквівалентне число циклів навантаження.

Перевірка на статичну контактну міцність σ_{Hmik} , виконується за максимальним навантаженням

$$\sigma_{Hnik} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_p}} \leq [\sigma]_{Hcm}, \quad (12)$$

де σ_H - контактна напруга при розрахунковому моменті T_p ;

$[\sigma]_{Hcm}$ - допустима контактна напруга з умови статичної міцності;

$$T_{\max} = K_d M_{e\max} u, \quad (13)$$

(тут K_d - коефіцієнт динамічності, який дорівнює 1,5...2,0 для легкових автомобілів, 2,0...2,5 - для вантажних і 2,5...3,0 для автомобілів підвищеної прохідності).

1.2 Визначення модуля зубчастої передачі

Модуль - це основна характеристика розмірів зубців. Він встановлює зв'язок між їх кроком по ділильному колу p і числом π за відношенням:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (14)$$

Розрахункова напруга згину для зубців визначається за формулою:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{mb_\omega} k_F y_F y_\beta, \quad (15)$$

де F_t - вихідна розрахункова колова сила;

$k_F = k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\gamma}$ - коефіцієнт навантаження, який враховує, відповідно, розподіл навантаження між зубцями, нерівномірність розподілу по довжині контактної лінії і динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні;

y_F - коефіцієнт форми зубця, який визначається за еквівалентним числом зубців:

$$z_{np} = \frac{z}{\cos^3 \beta_\omega}, \quad (16)$$

(тут β_ω - кут нахилу зубця косозубої передачі);

y_β - коефіцієнт, який враховує зміну плеча дії навантаження по лінії контакту косозубого колеса,

$$y_\beta = 1 - \frac{\beta_0}{140}, \quad (17)$$

(для $\beta \geq 42^\circ$ $y_\beta = 0,7$).

Модуль визначається за формулою:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_p k_F y_F y_\beta \cos \beta_\omega}{[\sigma]_F m^3 \psi_m z_1}}, \quad (18)$$

де z_1 - кількість зубів колеса, яке розраховується;

ψ_m - коефіцієнт ширини (для прямозубих коліс $\psi_m = 4,4 \dots 7,0$, для косозубих - $\psi_m = 7,0 \dots 8,6$).

Розрахунковий момент T_p вибирається аналогічно, як при розрахунку на контактну міцність.

Допустимі напруги згину визначаються за формулою:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{rd} \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_E}}, \quad (19)$$

де $[\sigma]_{rd}$ - допустима напруга згину на втомленісну міцність деталі, яка враховує концентрацію напружень, розміри деталей тощо;

N_0 - базове число циклів ($N_0 = 1 \cdot 10^7$ циклів);

N_E - приведене число циклів, визначається за формулою

$$N_E = 60 T_S n_p k_{nF}, \quad (20)$$

(тут k_{nF} - коефіцієнт пробігу для розрахунку на опір згину; T_S і n_p - визначаються аналогічно, як і при розрахунку на контактну міцність.

Окрім того, зубчаста передача під дією максимального моменту має бути перевірена на статичну міцність за формулою:

$$\sigma_{Fnik} = [\sigma]_F \frac{T_{max}}{T_p} \leq [\sigma]_{Fctam}, \quad (21)$$

де $[\sigma]_{Fctam} \approx 0,6\sigma_\epsilon$ - для сталей, які використовуються для зубчастих передач (тут σ_ϵ - границя міцності матеріалу).

Знайшовши модуль m , можна визначити міжцентрову відстань за формулою:

$$a_\omega = \frac{mz_c}{2 \cos \beta_\omega} = \frac{mz_1(u+1)}{2 \cos \beta_\omega}, \quad (22)$$

де $z_c = z_1 + z_2$.

Для подальших розрахунків береться більше значення a_ω з двох отриманих із умов контактної міцності та згину зубців.

Кута нахилу зубців косозубих передач

Більшість зубчастих коліс у коробці перемикання передач автомобілів виконуються косозубими з метою зменшення шуму при роботі та для підвищення міцності. Кут нахилу зубців β_ω вибирається, виходячи з таких умов:

а) ступінь перекриття в осьовому січенні ϵ_a має бути не менше одиниці для забезпечення плавності роботи контактуючих зубів,

$$\sin \beta_\omega = \pi \epsilon_a \frac{m}{b_\omega};$$

б) осьові сили, які діють від косозубих шестерень на проміжний вал (для трьохвальних коробок), мають урівноважуватися. Напрямки гвинтових ліній зубців усіх зубчастих вінців проміжного вала мають бути однаковими (зазвичай, правими), а кути косозубих зубчастих вінців кожної передачі, виходячи з умови $F_r = F_n$ мають задовольняти рівняння,

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_{\omega}}{\operatorname{tg} \beta_{\omega i}} = \frac{r_u}{r_{ui}} \quad (23)$$

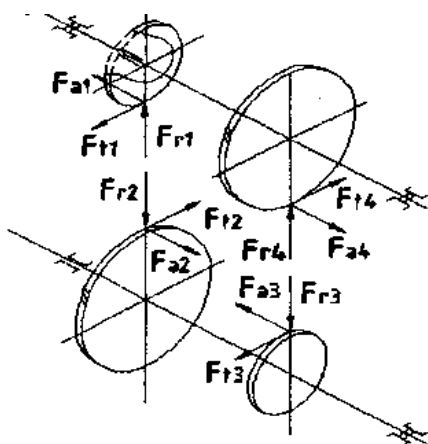
де параметри без "i" відносяться до зубчастого колеса постійного зачеплення, з індексом "i" - до всіх інших коліс, розміщених на цьому валі.

Як правило, кут нахилу зубців у КПП складає:

- легкових автомобілів $\beta_{\omega} = 30 \dots 45^{\circ}$;
- вантажних автомобілів $\beta_{\omega} = 20 \dots 30^{\circ}$.

1.3 Розрахунок валів коробок перемикання передач

Вали КПП передають обертовий момент та піддаються згиніві під дією сил, які виникають у зубчастих зачепленнях. Ці сили можна розкласти на три складові, як показано на рисунку 1:



- колову

$$F_t = \frac{2M_{e \max} u}{d_{\omega}}; \quad (24)$$

- радіальну

$$F_r = \frac{2M_{e \max} u}{d_{\omega} \cos \beta_{\omega}} \operatorname{tg} \alpha_{\omega}; \quad (25)$$

Рисунок 1 – Сили, які діють в зачепленні зубчастих передач

- осьову

$$F_a = \frac{2M_{e \max} u}{d_{\omega}} \operatorname{tg} \beta_{\omega}; \quad (26)$$

де u - передатне число до розрахункової шестірні діаметром d_{ω} ;

T_e - обертовий момент, прикладений до ведучого валу,

$$T_e = M_{e \max} \cdot \quad (27)$$

Вали коробок перемикування передач виготовляються із сталей тих же марок, що і зубчасті колеса та розраховуються на жорсткість і міцність.

Попередньо, діаметр ведучого вала для трьохвальної коробки передач можна визначити з виразу:

$$d = 4 \dots 4,6 \sqrt{M_{e \max}}, \quad (28)$$

де $M_{e \max}$ підставляється у Нм.

Діаметри проміжного і веденого валів у середньому січенні приймаються рівними:

$$d \approx 0,45 a_w,$$

Крім того діаметри вибираються, виходячи з віддалей між опорами /:

- для ведучого і проміжного валів

$$\frac{d}{l} = 0,16 \dots 0,18, \quad (29)$$

- для веденого вала

$$\frac{d}{l} = 0,18 \dots 0,21. \quad (30)$$

Жорсткість валів коробок передач обумовлює правильність зачеплення зубчастих коліс і визначається:

- 1) величиною стріли прогину вала;
- 2) кутом перекосу січення вала.

Найбільший прогин може спостерігатися посередині вала, а найбільший перекіс січення вала відбувається біля опори. Кути нахилу січень вала γ не повинні перевищувати 0,002 рад, а допустимі значення прогинів валів становлять:

- у вертикальній площині

$$f_g = 0,005 \dots 0,10 \text{ мм}; \quad (31)$$

- у горизонтальній площині

$$f_2 = 0,10 \dots 0,15 \text{ мм}; \quad (32)$$

- сумарний прогин

$$f = \sqrt{f_6^2 + f_2^2} \leq 0,20 \text{ мм}. \quad (33)$$

Вали, які мають велику довжину, перевіряються на кручення за формулою:

$$\varphi = \frac{T_{\max} L}{GI_p} \frac{180}{\pi}, \quad (34)$$

де T_{\max} - максимальний обертовий момент;

L - довжина ділянки вала, що закручується;

G - модуль пружності при зсуві;

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} - \text{полярний момент інерції січення вала.}$$

Допустимий кут скручування на один метр довжини вала складає $\varphi = 0,25 \dots 0,35^\circ$.

Міцність валів коробки передач перевіряються при спільній дії згину і кручення. Для цього визначаються реакції в опорах у вертикальній та горизонтальній площинах і відповідні їм моменти згину M_z та M_6 .

Результуюча напруга від дії згину і кручення визначається за формулою:

$$\sigma_{рез} = \frac{M_{рез}}{W_{32}} = \frac{32M_{рез}}{\pi d^3}, \quad (35)$$

де W_{32} - момент опору згину в небезпечному січенні;

$$M_{рез} = \sqrt{M_z^2 + M_6^2 + T_{кр}^2} \quad (36)$$

(тут M_z - момент згину в горизонтальній площині; M_6 - момент згину в вертикальній площині; $T_{кр} = T_{max}$).

У більшості конструкцій на нижчих передачах $\sigma_{рез} \leq 400$ МПа.

1.4 Вибір і розрахунок підшипників КПП

Для вибору і розрахунку підшипників необхідно накреслити схеми навантаження валів силами і моментами, а також визначити реакції в опорах - спочатку веденого вала, пізніше - проміжного і ведучого.

Підшипники підбираються за динамічною вантажопідйомністю C , яка визначається за формулою:

$$C = R_{екв} \left(\frac{60}{10^6} n_{екв} h \right)^{\frac{1}{p}}, \quad (37)$$

де p – показник степеня ($p=3$ для кулькових підшипників і $p=10/3$ для роликів підшипників);

$n_{екв} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - еквівалентна частота обертання підшипника;

h – довговічність підшипника (год.), визначається за формулою

$$h = \frac{S}{V_{cp}}, \quad (37)$$

(тут S міжремонтний пробіг автомобіля; V_{cp} - середня швидкість руху автомобіля ($V_{cp} = 0,4 \dots 0,6 V_{max}$));

Ресурс автомобіля до капітального ремонту складає:

- для легкових автомобілів: особливо малого класу $S=100 \dots 150$ тис. км; малого класу $S=150 \dots 200$ тис. км; середнього класу $S=200 \dots 250$ тис. км;

- для вантажних автомобілів і автобусів $S=250 \dots 500$ тис. км.

Еквівалентне навантаження, яке діє на підшипник $R_{екв}$, визначається за формулою:

$$R_{екв} = \sqrt{\alpha_1 \beta_1 R_{n1}^p + \alpha_2 \beta_2 R_{n2}^p + \dots + \alpha_i \beta_i R_{ni}^p} \quad (38)$$

де α_i - доли часу використання i -тої передачі;

R_{ni} - приведені навантаження на підшипник на i -тій передачі;

β_i - відносна частота обертання підшипника на i -тій передачі,

$$\beta_i = \frac{n_i}{n_{екв}} \quad (39)$$

Частота обертання кільця підшипника, що розглядається на i -тій передачі n_i , визначається за формулою:

$$n_i = \frac{n_{cp}}{u_i} \quad \text{- для заднього підшипника веденого вала;}$$

$$n_i' = n_{cp} - n_i \quad \text{- для переднього підшипника веденого вала;}$$

$$n_i = \frac{n_{cp}}{u_{н.з.}} \quad \text{- для проміжного вала;}$$

$$n_{cp} = \frac{\mathcal{G}_{cp} u_{\delta} u_0}{0,377 r_k} \quad \text{- середня частота обертання;}$$

(тут u_i , u_{δ} , u_0 , $u_{н.з.}$ - передатні числа, відповідно, коробки перемикання передач, додаткової коробки, головної передачі і пари постійного зачеплення КПП).

Для однорядних радіальних і радіально-упорних кулькових та роликкових підшипників приведені навантаження на підшипник буде визначатися за формулами:

$$R_{ni} = (Vx F_{ri} + y F_{ai}) k_{\sigma} k_t, \quad \text{при } \frac{F_{ai}}{V F_{ri}} > e; \quad (40)$$

$$R_{ni} = Vx F_{ri} k_{\sigma} k_t \quad \text{при } \frac{F_{ai}}{V F_{ri}} \leq e,$$

де F_{ri} і F_{ai} - відповідно, радіальне й осьове навантаження на кожній передачі;

x і y - коефіцієнти радіального і осьового навантажень (визначаються за довідником);

e - параметр осьового навантаження (вибираються за довідником);

V - коефіцієнт обертання ($V=1,0$ при обертанні внутрішнього кільця підшипника, $V=1,2$ при обертанні зовнішнього кільця);

k_{σ} - коефіцієнт безпеки (для коробок перемикання передач $k_{\sigma} = 1,1 \dots 1,3$);

k_t - температурний коефіцієнт (при $t=100^{\circ}\text{C}$ $k_t = 1,0$, при $t=250^{\circ}\text{C}$ $k_t = 1,4$).

При визначенні осьових навантажень необхідно враховувати осьові складові від навантажень радіальних, які для радіально-упорних кулькових підшипників рівні eF_{ri} , а для конічних роликів - $0,83eF_{ri}$.

1.5 Розрахунок синхронізаторів коробки перемикання передач

Вибір основних розмірів синхронізатора залежить від конструкційних умов, и саме розмірів зубчастих коліс, діаметра вала, конструкції зубчастих муфт, типу самого синхронізатора.

Необхідний момент тертя M_{μ} орієнтовно визначається, виходячи з заданого часу синхронізації t_c , який можна прийняти:

- для вищої передачі КПП легкового автомобіля 0,15...0,13 с;
- для нижчої передачі КПП легкового автомобіля 0,5...0,8 с;
- для вищої передачі КПП вантажного автомобіля 0,3...0,8 с;
- для нижчої передачі КПП вантажного автомобіля 1,0... 1,5 с

і знаходиться за формулою

$$M_{\mu} = I_3 \varepsilon = I_3 \frac{\Delta\omega_{поч}}{t_c}, \quad (41)$$

де $\Delta\omega_{поч} = |\omega_{впоч} - \omega_{кпоч}|$ – початкова різниця кутових швидкостей вала і встановленого на ньому зубчастого колеса, яке включається, рад/с.

I_3 - момент інерції веденого диска зчеплення і приведених до нього мас, визначається за формулою:

$$I_3 = \frac{\delta M_a r_k^2}{u_0^2}, \quad (42)$$

(тут $\delta=1,04$ - коефіцієнт врахування обертових мас; M_a - маса автомобіля; r_k - радіус кочення колеса; u_0 - передавальне число головної передачі).

Розрахунковий середній радіус по поверхні тертя визначається за формулою:

$$r_{\mu} = \frac{M_{\mu} \sin \gamma}{\mu Q}, \quad (43)$$

де γ - половина кута конуса;

μ - коефіцієнт тертя (для пари тертя сталь-бронза приймають $\gamma=6... 7^{\circ}$, $\mu=0,08-0,10$);

Q - осьова сила на пересувній муфті,

$$Q = P_p u_{p.m.} \eta, \quad (44)$$

(тут P_p - нормативне зусилля на важелі перемикання передач, для легкових автомобілів і автобусів $P_p=60$ Н, для вантажних $P_p=100$ Н; $u_{p.m.}$ - передатне число від важеля до муфти (хід важеля / хід муфти); η - коефіцієнт корисної дії привода перемикання).

Розрахункове значення r_{μ} коректується для досягнення відповідності розмірам зубчастих муфт і коліс.

Необхідна ширина кільця по твірній конуса визначається за формулою:

$$b_{\mu} = \frac{M_{\mu}}{2\pi\mu p_0 r_{\mu}^2}, \quad (45)$$

де p_0 - допустимий тиск на поверхні тертя, площа якої визначається з припущенням, що на ній відсутні канавки; для пари тертя сталь-бронза $p_0 \approx (1,0...1,5)$ МПа.

Кут β , під яким розміщені поверхні, що блокуються, визначається з умови неможливості включення передачі до закінчення процесу синхронізації:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot \frac{r_{\mu}}{r_{\phi}}, \quad (46)$$

(тут r_{ϕ} - середній радіус поверхонь, що блокуються) і може складати $\beta=26...42^{\circ}$.

Визначення моменту M_{μ} на початку розрахунку є орієнтовним і використовується для попереднього вибору розмірів синхронізатора. При перевірочному розрахунку визначається час синхронізації і питома робота тертя за одне включення.

Час синхронізації знаходиться за формулою:

$$t_c = \frac{I_3 \Delta \omega_{\text{ноч}}}{M_\mu \pm I_3 \varepsilon_c}, \quad (47)$$

де ε_c - кутове сповільнення вала, на якому розміщений синхронізатор;

M_μ - момент тертя синхронізатора (якщо r_μ відомий, то $M_\mu = \frac{\mu Q r_\mu}{\sin \gamma}$);

(знак “-” у виразі відноситься до перемикавання на сусідню вищу передачу, знак “+” - на сусідню нижчу).

Робота тертя синхронізатора за одне включення передачі визначається за формулою, Дж:

$$W_\mu = 0,5 M_\mu t_c (\Delta \omega_{\text{ноч}} \pm \varepsilon_c t_c), \quad (48)$$

де знак „+” у виразі відноситься до перемикавання на сусідню вищу передачу, знак „-” - на сусідню нижчу.

Питома робота тертя синхронізатора за одне включення – це відношення роботи тертя W_μ до площі поверхні тертя:

$$a_\mu = \frac{W_\mu}{2\pi r_\mu b_\mu}. \quad (49)$$

Допустиме значення питомої роботи складає:

- для легкових автомобілів $a_\mu = 0,03 \dots 0,10$ Дж/мм²;

- для вантажних $a_\mu = 0,05 \dots 0,35$ Дж/мм².

Модуль муфт коробок передач знаходиться у діапазоні:

- для легкових автомобілів $m = 2,0 \dots 2,5$ мм;

- для вантажних $m = 2,5 \dots 5,0$ мм.

Величину ділильного діаметра d зубчастого вінця муфти та параметри зубів вибираються конструктивно з урахуванням стандартів, які діють ми підприємстві.

Необхідна довжина зубця l (в мм) попередньо може бути визначена за формулою:

$$l = \frac{2T_M}{d \cdot z \cdot h \cdot \sigma_{зм}}, \quad (50)$$

де T_M - момент, який передається муфтою на режимі максимальної моменту двигуна, Нм;

z - кількість зубців;

h - активна висота зубця;

$\sigma_{зм}$ - номінальна напруга зминання, яка складає для легкових автомобілів $\sigma_{зм} = 10 \dots 45$ МПа, для вантажних - $\sigma_{зм} = 20 \dots 100$ МПа (менші значення відносяться до вищих передач).

2 Приклад рішення задачі

Провести вибір основних параметрів пари зубчастих коліс постійного зачеплення коробки передач для заданого типу автомобіля.

Для розв'язку задачі необхідно:

- 1) попередньо визначити міжцентрову відстань A_0 ;
- 2) вибрати модуль в нормальному січенні m_n ;
- 3) визначити ширину вінця шестерні b ;
- 4) визначити кут нахилу зубців β ;
- 5) визначити числа зубців ведучого z_{k1} і веденого z_{k2} коліс;
- 6) уточнити міжосьову відстань A .

Вихідні дані: тип автомобіля – вантажний; $M_{e \max} = 445$ Нм; $u_{н.з.} = 2,95$; $u_l = 7,2$.

Розв'язок

1. Попередньо міжосьову відстань коробки передач вантажних автомобілів можна визначити за формулою:

$$A_0 = 12,5 \sqrt[3]{M_{e \max}} = 12,5 \sqrt[3]{445} = 95,43 \text{ мм},$$

де $M_{e \max} = 445$ Нм - максимальний крутний момент двигуна.

2. Модуль в нормальному січенні при

$$M_{2 \max} = M_{e \max} \cdot u_1 \cdot \eta_e = 445 \cdot 7,2 \cdot 0,98 = 3140 \text{ Нм},$$

(тут $u_1=7,2$ - передатне число першої передачі коробки передач; $\eta_k=0,98$ - коефіцієнт корисної дії), та виходячи з умови, що у кожній парі зачеплення втрачається до 2% потужності (в даному випадку зубчата пара одна) і згідно рисунка 1:

$$m_n=4,00 \text{ мм.}$$

3. Ширина вінця шестерні визначається за формулою:

$$b=(7,0\dots 8,6) \cdot m_n=(7,0\dots 8,6) \cdot 4,0 = 28,0\dots 34,4 \text{ мм},$$

можна прийняти $b=32$ мм.

4. Кут нахилу зубців визначається за формулою:

$$\sin \beta = \frac{\pi \cdot m_n}{b} = \frac{3,14 \cdot 4,0}{32} = 0,3925,$$

звідки:

$$\beta = \arcsin 0,3925 = 23^\circ 6' 36'',$$

що відповідає рекомендованому діапазону $\beta=20\dots 30^\circ$ для вантажних автомобілів.

5. Кількість зубців ведучого колеса:

$$z_{k1} = \frac{2A_0 \cdot \cos \beta}{m_n (u_{nc} + 1)} = \frac{2 \cdot 93,43 \cdot \cos 23^\circ 6' 36''}{4(2,95 + 1)} = 10,87,$$

де $u_{nz}=2,95$ - передатне число пари шестерень постійного зачеплення, або, заокругливши до цілого числа,

$$z_{k1} = 11.$$

Кількість зубців веденого колеса:

$$z_{k2} = u_{nc} \cdot z_{k1} = 2,95 \cdot 11 = 32,45,$$

або, відповідно, заокругливши:

$$z_{k2} = 32.$$

6. Уточнена міжосьова відстань визначається за формулою:

$$A = \frac{m_n \cdot z_c}{2 \cos \beta} = \frac{4 \cdot (11 + 32)}{2 \cos 23^\circ 6' 36''} = 93,50 \text{ мм.}$$

де $z_c = z_{k1} + z_{k2}$ – сумарна кількість зубців.

2.1 Задача 3

Провести вибір основних параметрів пари зубчастих коліс постійного зачеплення коробки передач для заданого типу автомобіля за вихідними даними, наведеними в таблиці А.1 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно:

- 1) попередньо визначити міжосьову відстань A_0 ;
- 2) вибрати модуль в нормальному січенні m_n (див. рис. 2);
- 3) визначити ширину вінця шестірні b ;
- 4) визначити кут нахилу зубців β ;
- 5) визначити числа зубців ведучого z_{k1} і веденого z_{k2} коліс;
- 6) уточнити міжосьову відстань A .

Робочі формули:

$$A_0 = 12,5 \sqrt[3]{M_{e \max}}, \text{ мм (для вантажних автомобілів);}$$

$$A_0 = 8,2 \sqrt[3]{M_{e \max}}, \text{ мм (для легкових автомобілів);}$$

$$M_{2 \max} = M_{e \max} \cdot u_1 \cdot \eta_K, \text{ Нм; } b = (7 \dots 8,6) m_n, \text{ мм; } \sin \beta = \frac{\pi \cdot m_n}{b};$$

$$z_{k1} = \frac{2A_0 \cos \beta}{m_n (u_{nz} + 1)}; \quad z_{k2} = u_{nz} \cdot z_{k1}; \quad A = \frac{m_n \cdot z_c}{2 \cos \beta}, \text{ мм.}$$

В цих формулах:

η_K - ККД, який визначається за умови, що в кожній парі зачеплення втрачається до 2% потужності, тобто $\eta_K = 0,98$;

u_{nz} - передатне число пари постійного зачеплення;

z_c - сумарне число зубців.

Примітки і довідкові дані.

1. При виборі модуля за графіком, наведеним на рисунку 1, враховувати, що для прямозубих шестерень його значення вибирається ближче до верхньої, а для косозубих - до нижньої границі. Вибране значення має бути кратним 0,25.

2. Значення кута β для вантажних автомобілів знаходяться в межах 20...30°, а для легкових - 35...45°.

3. У формулах для A_0 значення $M_{e\max}$ підставляти в Нм.

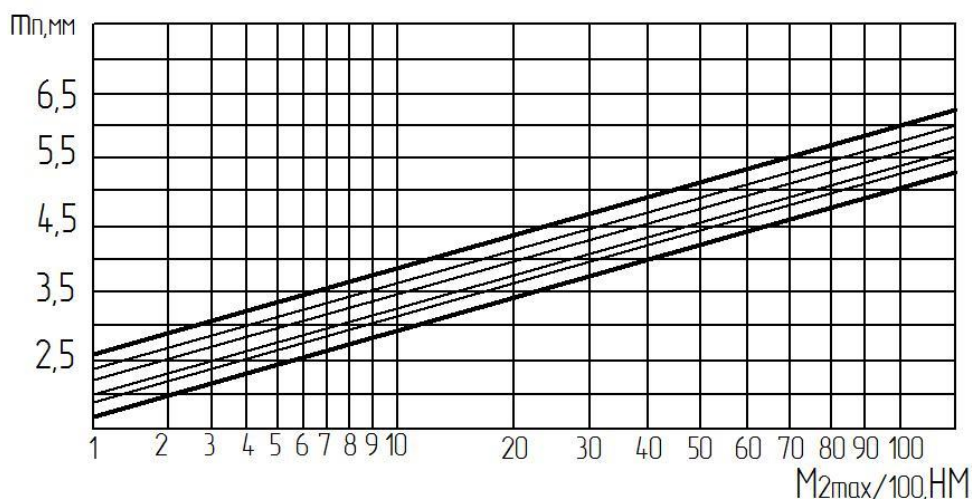


Рисунок 2 - Графік, для вибору модуля коліс коробок передач залежно від функції максимального крутного моменту на виході з коробки передач

2.2 Задача 4

Визначити параметри корегування і геометричні параметри зубчастих коліс передачі, забезпечивши вписування в задану міжосьову відстань без підрізу зубців ведучого колеса. Вихідні дані вибрати з таблиці А.2 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) кут зачеплення корегованих коліс α ;
- 2) сумарний коефіцієнт зсуву інструменту ζ_c ;
- 3) коефіцієнт зсуву шестерні і колеса ζ_1 і ζ_2 ;
- 4) коефіцієнт зміщення, що сприймається ζ_e , який характеризує зміну міжосьової відстані в долях модуля при кутовій корекції;
- 5) коефіцієнт зрівнювального зміщення ζ_y , який визначає зменшення радіуса обводу виступів в долях модуля;

- 6) висоту зубців h , мм;
 7) діаметри обводів виступів D_{e1} і D_{e2} , мм;
 8) діаметри обводів впадин D_{i1} і D_{i2} , мм;
 9) товщини зубців по дугах ділительних кіл S_1 і S_2 , мм.

Робочі формули:

$$\cos \alpha = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0; \quad A_0 = \frac{m_n \cdot z_c}{2 \cos \beta}, \text{ мм}; \quad \xi_c = \frac{z_c (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0};$$

$$\xi_1 = \xi_{\min} = \left(\frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}} \right) f_0; \quad \xi_2 = \xi_c - \xi_1; \quad \xi_a = \frac{A - A_0}{m_n};$$

$$\xi_y = \xi_c - \xi_a; \quad h = m_n (2f_0 + f_c - \xi_y), \text{ мм};$$

$$D_{ei} = m_n (z_i + 2f_0 + 2\xi_i - 2\xi_y), \text{ мм}; \quad (i = 1; 2);$$

$$D_{ii} = D_{ei} - 2h, \text{ мм}; \quad S_i = m_n \frac{\pi}{2} + 2\xi_i \cdot \operatorname{tg} \alpha_0, \text{ мм}.$$

В цих формулах:

A і A_0 - відповідно міжосьова відстань некорегованих і корегованих коліс, мм;

α_0 і α - відповідно кути зачеплення некорегованих і корегованих коліс ($\alpha_0=20^\circ$);

$\operatorname{inv} \alpha_0$ і $\operatorname{inv} \alpha$ - евольвентні функції кутів α_0 і α (див. табл. 1);

ξ_{\min} - мінімальна величина коефіцієнта зсуву інструмента за умови відсутності підрізання;

z_c - сумарне число зубців;

β - кут нахилу зубців;

z_{\min} - мінімальне число зубців, яке може бути нарізано при відсутності підрізання зубців (при $\alpha_0=20^\circ$ і $f_0=1$, $z_{\min}=17$);

f_0 - коефіцієнт висоти головки зубця ($f_0=1,0$);

f_c - коефіцієнт радіального проміжку ($f_c=0,25$).

Таблиця 1 - Евольвентні функції ($inv\alpha$)

Мінути	Градуси				
	17°	18°	19°	20°	21°
0	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345
5	0,009161	0,010915	0,012888	0,015088	0,017560
10	0,009299	0,011071	0,013063	0,015293	0,017777
15	0,009439	0,011228	0,013240	0,015490	0,017996
20	0,009580	0,011387	0,013418	0,015689	0,018217
25	0,009722	0,011547	0,013598	0,015890	0,018440
30	0,009866	0,011709	0,013779	0,016092	0,018665
35	0,010012	0,011873	0,013963	0,016296	0,018891
40	0,010158	0,012038	0,014148	0,016502	0,019120
45	0,010307	0,012205	0,014334	0,016710	0,019350
50	0,010456	0,012373	0,014523	0,016920	0,019583
55	0,010608	0,012543	0,014713	0,017132	0,019817
Мінути	Градуси				
	22°	23°	24°	25°	
0	0,020054	0,023049	0,026350	0,029975	
5	0,020292	0,023312	0,026639	0,030293	
10	0,020533	0,023477	0,026931	0,030613	
15	0,020775	0,023845	0,027225	0,030935	
20	0,021019	0,024114	0,027521	0,031260	
25	0,021266	0,024386	0,027820	0,031587	
30	0,021514	0,024660	0,028121	0,031917	
35	0,021765	0,024936	0,028424	0,032249	
40	0,022018	0,025214	0,028729	0,032583	
45	0,022272	0,025895	0,029037	0,032920 1	
50	0,022529	0,025778	0,029348	0,033260	
55	0,022788	0,026062	0,029660	0,033602	

2.3 Задача 5

Визначити зусилля, що діють в зачепленні, і розрахувати зубці пари коліс заданої передачі на згин і контактну міцність, задавшись вихідними даними з таблиці А.3 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) сили, що діють в зачепленні - колову F_t , радіальну F_r і осьову F_a (для косозубих коліс);
- 2) напруги при згинанні зубців $\sigma_{зз}$, МПа;
- 3) контактні напруги σ_k , МПа;

4) порівняти отримані значення розрахункових напруг з допустимими.

Робочі формули наведені в таблиці 2.

В цих формулах:

$M_{ш}$ - момент, який передається даною шестернею. При визначенні $\sigma_{зз}$, приймається, що на первинний вал коробки передається момент $M_{еmax}$, а при визначенні σ_k - розрахунковий момент $M_{е розр}$, Нмм. (Окрім того, при розрахунку $M_{ш}$ необхідно врахувати передатне число пари постійного зачеплення $u_{пз}$, яка передуює заданій передачі;

y - коефіцієнт форми зубця;

α - кут зачеплення, який можна приймається рівним 20° ;

β - кут нахилу зубців, град;

b - ширина вінця зубців шестірни, мм;

z_i - число зубців i -го колеса ($i=1; 2$);

$E=2,1 \cdot 10^3$ МПа - модуль пружності 1 -го роду.

Примітки і довідкові дані.

1. При виборі $M_{е розр}$ необхідно керуватися наступними міркуваннями: якщо $M_d/M_{е розр} > 10$, то $M_{е розр}=0,5 \cdot M_{еmax}$, у протилежному випадку $M_{е розр}$ вибирається у відсотках від $M_{е розр}$, з використанням графіка, наведеного на рисунку 3.

2. Коефіцієнт форми зуба y для некорегованих коліс при $\alpha=20^\circ$ і $f_0=7,0$ вибирається за таблицею 5, де $z_e = z / \cos^3 \beta$.

3. Для корегованих коліс коефіцієнт y_k визначається за формулою:

$$y_{ki} = y_i \frac{1 + \lambda \cdot \xi_i}{f_0}$$

де ξ_i - коефіцієнт зсуву інструмента.

Значення коефіцієнта λ наведені в таблиці 3.

4. Матеріали для коліс беруть леговані конструкційні сталі 30ХГТ, 12ХНЗА, 40Х, 40ХНМА та ін.

5. Допустимі значення напружень наведені в таблицях 4 і 5.

Таблиця 2 – Формули для розрахунку коліс коробок передач

Параметри	Позначення	Формули	
		для прямозубих шестерень	для косозубих шестерень
Колова сила, Н	F_t	$F_t = \frac{M_\phi}{r_a}$	
Радіальна сила, Н	F_r	$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
Осьова сила, Н	F_a	-	$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$
Напруги при згинанні зубця,	σ_{32}	$\sigma_{32} = 0,36 \frac{F_t}{b \cdot m_n \cdot y}$	$\sigma_{32} = 0,24 \frac{F_t}{b \cdot m_n \cdot y}$
Контактні напруги, МПа	σ_k	$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_t \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}$	$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_t \cdot E \cdot \cos \beta}{b \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}$
Радіус кривизни профілю зубця,	ρ_i	$\rho_i = r_{oi} \cdot \sin \alpha$	$\rho_i = r_{oi} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta}$
Радіус ділительного	r_{oi}	$r_{oi} = \frac{m_n \cdot z_i}{2 \cdot \cos \beta}$	

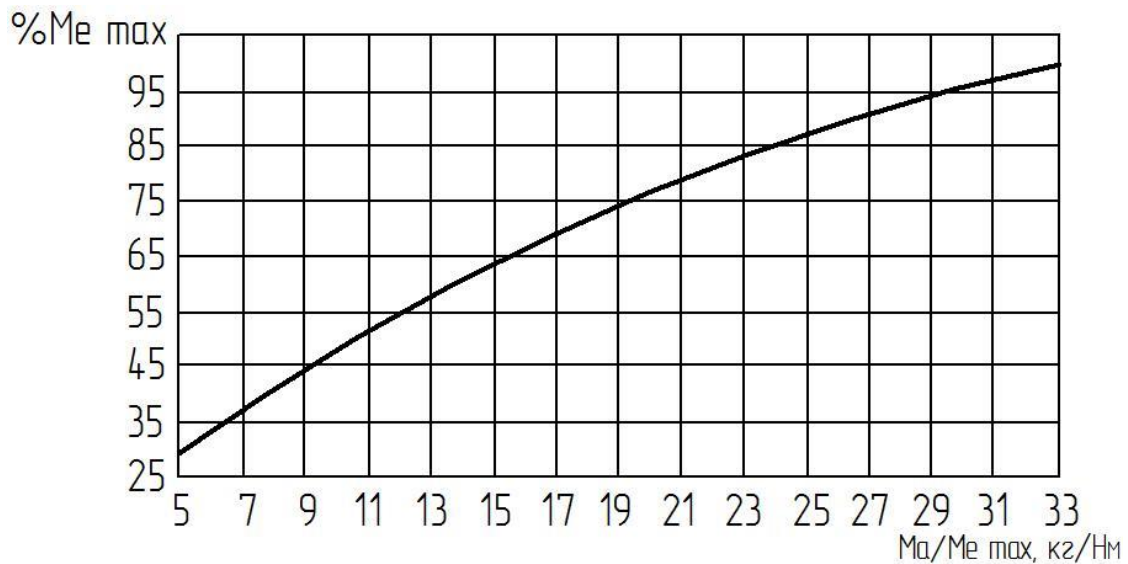


Рисунок 3 – Графік для визначення розрахункового крутного моменту

Таблиця 3 - Значення коефіцієнта форми зубця і поправного коефіцієнта

Z або Z_e	y	λ	Z або Z_e	y	λ
12	0,098	1,13	26	0,136	0,32
14	0,105	0,97	28	0,138	0,29
16	0,113	0,75	30	0,140	0,27
17	0,117	0,68	32	0,142	0,25
18	0,120	0,62	35	0,144	0,23
19	0,122	0,56	37	0,146	0,22
20	0,124	0,53	40	0,148	0,21
21	0,126	0,48	45	0,150	0,20
22	0,128	0,44	50	0,152	0,19
24	0,132	0,36	55	0,154	0,18

Таблиця 4 - Допустимі напруги згину зубців коліс коробки передач

Колеса	Автомобілі	Допустимі напруги, МПа
першої передачі і заднього ходу	легкові	850
	вантажні	780
постійного зачеплення і вищих передач	легкові	350
	вантажні	250

Таблиця 5 - Допустимі значення контактних напруг для зубців коліс коробки передач

Колеса	Термообробка	Допустимі напруги, МПа
першої передачі і заднього ходу	цементация	1900÷2000
	ціанування	950÷1000
постійного зачеплення і вищих передач	цементация	1300÷1400
	ціанування	650÷700

Ціануванню піддають колеса коробки передач легкових і вантажних автомобілів вантажністю до 2 т, а колеса вантажних автомобілів вантажністю більше 2 т і автобусів - зазвичай цементують.

2.4 Задача 6

Визначити динамічну вантажність заднього підшипника вторинного вала коробки передач, використавши вихідні дані, наведені в таблиці А4 додатків. За довідником підібрати потрібний номер підшипника та записати його основні параметри (вантажопідйомність, розміри, ГОСТ).

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) середню частоту обертання первинного вала, n_{cp} ;

- 2) відносну частоту обертання підшипника на всіх передачах β_i ;
- 3) умовне навантаження на підшипник на усіх передачах R_{ni} ;
- 4) еквівалентне навантаження, що діє на підшипник, $R_{екв}$;
- 5) динамічну вантажність C .

Робочі формули:

$$n_{cp} = \frac{V_{cp} \cdot u_0 \cdot p}{0,377 \cdot r_k}, \text{ хв}^{-1}; \quad \beta_i = \frac{n_i}{n_{\hat{a}\hat{a}}}; \quad n_i = \frac{n_{cp}}{u_i}, \text{ хв}^{-1};$$

$$R_{ni} = (V \cdot X \cdot F_{ri} + Y \cdot F_{ai}) k_{\sigma} \cdot k_m, \text{ Н};$$

(для однорядних радіально-упорних підшипників)

$$R_{екв} = \sqrt[p]{\alpha_1 \cdot \beta_1 \cdot R_{n1}^p + \alpha_2 \cdot \beta_2 \cdot R_{n2}^p + \dots + \alpha_k \cdot \beta_k \cdot R_{nk}^p}, \text{ Н};$$

$$C = R_{екв} \left(\frac{60}{10^6} n_{екв} \cdot h \right)^{\frac{1}{p}}, \text{ Н}.$$

В цих формулах:

V_{cp} - середня швидкість руху автомобіля, км/год.;

n_i - частота обертання кільця підшипника, що розглядається на i -тій передачі;

$n_{екв} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - еквівалентна частота обертання підшипника;

u_i - передатне число i -тої передачі;

F_{ri} - радіальне навантаження, що діє на підшипник при включенні i -тої передачі, Н;

F_{ai} - осьове навантаження, що діє на підшипник при включенні i -тої передачі, Н;

X і Y - коефіцієнти радіального і осьового навантажень, що залежать від типу і розмірів підшипника;

V - коефіцієнт, що враховує, яке кільце обертається (якщо обертається внутрішнє кільце, то $V=1$);

k_{σ} - коефіцієнт безпеки (для коробок передач $k_{\sigma}=1,1\dots1,3$);

k_m - коефіцієнт, який враховує температурний режим (для коробок передач температура менше 100°C і $k_m=1$);

α_i - частка тривалості використання i -тої передачі;

h - довговічність роботи підшипника, яка визначається за формулою:

$$h = \frac{L}{V_{cp}}, \text{ год.}$$

(тут L - міжремонтний пробіг автомобіля, км; V_{cp} - середня швидкість руху автомобіля, км/год.); p - показник степеня (для кулькових підшипників $p=3$).

Примітки і довідкові дані.

1. Для розрахунків вибрати однорядний радіально-упорний кульковий підшипник.

2. $V_{cp}=35$ км/год. - для вантажних автомобілів і міських автобусів і $V_{cp}=50$ км/год. - для міжміських автобусів і легкових автомобілів.

3. Значення коефіцієнтів X і Y можна попередньо взяти рівним, 0,56 і 1,7 (вибравши конкретний підшипник, значення коефіцієнта Y коректується відповідно до відношення $R_{екв}/C_0$, де C_0 - його статична вантажопідйомність, після чого уточнюється весь розрахунок підшипника).

4. Значення a ; вибирається з таблиці 6.

Таблиця 6 - Частка тривалості використання передач різних автомобілів α_i

Передача	Тип автомобіля		
	легковий	вантажний	самоскид
Перша	0,01	0,006	0,04
Друга	0,03	0,018	0,11
Третя	0,06	0,076	0,18
Четверта	0,15	0,20	0,26
П'ята	0,75	0,70	0,41

5. Довговічність підшипника повинна відповідати такому міжремонтному пробігу автомобіля L , км:

легкові малого класу - 150000 км;

інші легкові - 250000 км;

автобуси і вантажівки - 500000 км.

2.5 Задача 7

Провести перевірковий розрахунок інерційного синхронізатора, використовуючи вихідні дані, наведені в таблиці А5 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно:

- 1) визначити зусилля синхронізації P_c , яке необхідно прикласти до блокувального кільця вздовж осі синхронізатора;
- 2) визначити питомий тиск на синхронізуючих поверхнях p ;
- 3) визначити зусилля на важелі перемикання передач $P_в$;
- 4) визначити питому роботу буксування у процесі синхронізації q ;
- 5) перевірити умову неможливості контакту зубців муфти включення з колесом до повного вирівнювання їх частот обертання;
- 6) порівняти розрахункові значення параметрів з допустимими.

Робочі формули:

$$P_c = \frac{I_c (\omega_1 - \omega_2) \sin \gamma}{\mu \cdot r_{cp} \cdot t_c}, \text{ Н}; \quad P = \frac{P_c}{2 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot b \cdot \sin \gamma}, \text{ МПа};$$

$$P_в = \frac{P_c}{u_{np}}, \text{ Н}; \quad q = \frac{I_c (\omega_1^2 - \omega_2^2)}{4 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot b}, \text{ Дж/мм}^2; \quad \text{tg } \beta \leq \frac{\mu}{\sin \gamma} \frac{r_{cp}}{r'_{cp}}, \text{ Н};$$

В цих формулах:

I_c - момент інерції веденого диска зчеплення і зв'язаних з ним деталей, Нммс²;

ω_1 і ω_2 - частоти обертання синхронізованих деталей, 1/с;

γ - половина кута біля вершини конуса тертя, град;

μ - коефіцієнт тертя в контакті синхронізованих поверхонь;

r_{cp} - середній радіус конуса тертя, мм;

t_c - час синхронізації, що береться рівним 1 секунді;

b - довжина твірної конуса тертя, мм;

u_{np} - передатне число приводу важеля перемикання;

β - кут нахилу блокуючих поверхонь, вимірний від площини, перпендикулярної осям валів;

r'_{cp} - середній радіус розташування поверхонь, що блокуються, мм.

Примітки і довідкові дані

1. $I_c \approx I_a$ (значення I_a взяти із задачі 2 перевівши попередньо його в одиниці Нммс²);

2. Орієнтовно можна прийняти

$$\omega_1 - \omega_2 = 0,2 \frac{\pi \cdot n_N}{30}, \text{ 1/c}; \quad \omega_1 + \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_N}{30}, \text{ 1/c};$$

3. Для пари тертя бронза-сталь, що працює в умовах мастильної ванни, $\mu=0,1$;

4. Допустимі значення параметрів:

$[p]=1,5$ МПа;

$[P_6]=60 \dots 100$ Н (менше значення для легкових автомобілів);

$[q]=0,2 \dots 0,6$ Дж/мм² (менше значення для легкових автомобілів).

3 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.

4 Контрольні питання

1. Призначення коробок перемикання передач (КПП)
2. Вимоги до коробок перемикання передач (КПП).
3. Класифікація і короткий аналіз КПП.
4. Переваги і недоліки двовальних КПП.
5. Переваги і недоліки тривальних КПП
6. Визначення міжвісевої віддалі КПП.
7. Визначення модуля, кута нахилу зубців коліс КПП.
8. Розрахунок валів КПП на жорсткість.
9. Розрахунок валів КПП на міцність

10. Вибір підшипників КПП.
11. Розрахунок підшипників КПП.
12. Типи синхронізаторів.
13. Вибір основних параметрів і розрахунок синхронізаторів.
14. Призначення роздавальних коробок.
15. Класифікація роздавальних коробок.
16. Вимоги до роздавальних коробок та особливості розрахунку.

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. Позниозкин, Ю.М. Власно, М.Б. Леликов и др. – М.: АО "Трансконсалтинг", НИИАТ, 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. Основенко Н.Е. Ходовая система автомобиля. Учебное пособие для студентов специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" [Текст] / Н.Е. Основенко – К.:УМК ВО, 1991.– 92 с.
11. Раймпель И. Шасси автомобиля: элементы подвески. Пер. с нем. [Текст] / И Раймпель – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
12. Кищун В.А. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спеціальності «Автомобілі та автомобільне господарство» навчально-наукового центру післядипломної освіти [Текст] / В.А. Кищун. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2012. – 58 с.

Таблиця А.1 - Вихідні дані до задачі 3

№ п/п	Тип автомобіля	M_{max} , Нм	$u_{\text{пз}}$	u_1
1	Легковий	88	1,33	3,81
2	Вантажний	410	2,15	7,44
3	Легковий	170	1,96	3,12
4	Вантажний	205	2,53	6,40
5	Вантажний	210	2,62	6,48
6	Легковий	53	1,83	3,73
7	Вантажний	345	3,5	6,60
8	Вантажний	780	3,88	6,25
9	Вантажний	540	3,8	6,85
10	Автобус	720	1,6	6,17
11	Легковий	90	1,41	3,78
12	Вантажний	370	2,12	6,32
13	Вантажний	400	3,36	6,71
14	Легковий	150	1,83	4,80
15	Легковий	82	1,96	5,11
16	Вантажний	840	3,70	6,10
17	Легковий	120	1,57	3,81
18	Легковий	60	1,87	4,57
19	Вантажний	550	3,64	6,75
20	Автобус	700	2,10	6,12
21	Вантажний	440	2,23	7,56
22	Легковий	92	1,30	3,77
23	Вантажний	220	2,56	6,35
24	Легковий	54	1,78	3,86
25	Легковий	155	1,87	3,64
26	Вантажний	760	3,78	6,44
27	Вантажний	560	3,66	6,49
28	Автобус	640	1,55	6,22
29	Легковий	210	2,42	6,22
30	Легковий	170	1,88	6,19

Таблиця А.2 - Вихідні дані до задачі 4

№ п/п	z_1	z_2	m_n , мм	β , град	A , мм
1	15	20	2,5	32	59,5
2	15	29	2,75	36	98,5
3	16	42	3,5	24	115
4	12	44	2,25	22,5	67
5	14	46	3,75	26	118
6	16	62	4,25	26	185
7	15	53	6,5	22,6	254
8	14	35	3,0	28	85
9	15	38	3,5	25	105
10	14	40	3,9	29	105
11	15	20	2,5	32	158,5
12	13	31	2,5	33	81,2
13	14	29	2,75	25	69,5
14	12	31	2,25	22	75,7
15	16	33	2,5	20	83,5
16	15	42	2,75	34	115,3
17	13	50	3,5	18	160,4
18	14	33	6,0	26	175,5
19	14	43	4,5	24	190,5
20	16	39	3,75	20	121,2
21	14	41	2,25	30	74,8
22	16	55	3,75	27	152,6
23	15	58	4,5	26	248
24	12	47	4,25	32	117,8
25	14	39	3,0	25	106
26	15	44	6,5	29	89,5
27	16	51	5,5	22	117,4
28	14	39	3,75	34	107,0
29	16	45	4,25	32	119,0
30	15	42	3,5	28	106,5

Таблиця А.3 - Вихідні дані до задачі 5

№ п/п	M_a , кг	$M_e \text{ max}$ Нм	u_{nz}	m_n , мм	β , град	z_{k1}	z_{k2}	b , мм	ξ_1	ξ_2
1	1290	88	1,33	2,5	32	18	17	14	0,135	-0,07
2	9520	410	2,15	3,5	26	23	40	25	0,01421	-0,0748
3	1870	170	1,96	2,75	36	18	26	20	0,0152	-0,09
4	5150	205	2,53	3,5	0	21	39	20	0,085	-0,1228
5	5460	210	2,62	3,5	24	20	38	20	0,0775	-0,1203
6	950	53	3,83	2,25	22,5	17	41	13	0,0159	-0,1203
7	9320	345	3,5	3,75	26	19	44	30	0,0173	-0,1264
8	13620	780	3,88	4,25	26	21	57	33	0,0205'	-0,1565
9	19520	1040	3,8	6,5	22,6	22	50	52	0,051	1,144
10	8060	290	2,53	3,5	0	23	37	20	0,085	-0,1228
11	1250	87	1,41	2,5	31	18	19	14	0,125	-0,08
12	8700	390	2,19	2,75	26	25	41	19	0,0241	-0,0741
13	1740	165	1,87	3,25	28	20	31	25	0,0157	-0,081
14	5800	225	2,45	3,50	32	18	29	20	0,073	-0,09
15	5500	210	2,71	2,5	0	21	36	30	0,085	-0,135

Продовження таблиці А.3

№ п/п	M_a , кг	$M_e \text{ max}$ Нм	u_{nz}	m_n , мм	β , град	z_{k1}	z_{k2}	b , мм	ξ_1	ξ_2
16	1200	69	3,79	2,75	25	17	38	15	0,0776	-0,1206
17	7300	350	3,61	3,50	23,5	19	42	40	0,0231	-0,1121
18	15850	820	3,55	4,50	28	22	53	45	0,0351	-0,1563
19	21400	980	3,85	6,25	31	23	58	50	0,061	-0,051
20	8550	330	2,71	3,50	0	20	43	28	0,0218	-0,1305
21	9650	350	3,45	3,5	28	19	38	22	0,0173	-0,1264
22	5700	280	2,72	3,75	26	23	48	18	0,0761	-0,1226
23	980	61	3,83	2,5	22,5	15	38	14	0,0148	-0,1203
24	1350	165	1,43	2,75	36	17	28	16	0,145	-0,075
25	9670	325	3,55	3,0	28	18	47	24	0,0183	-0,07487
26	15520	695	3,78	4,75	22	20	63	34	0,0385	-0,1567
27	8750	325	2,48	3,5	0	24	39	22	0,081	-0,1336
28	1780	185	1,53	2,25	32	16	35	19	0,0163	-0,1229
29	32000	1380	3,83	4,5	24	25	52	56	0,053	1,142
30	5300	225	2,81	3,75	0	21	46	22	0,0765	-0,1207

Таблиця А.4 - Вихідні дані до задачі 6

№ п/п	Тип автомобіля	u_0	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	r_k , м	F_{r1} , Н	F_{r2} , Н	F_{r3} , Н	F_{r4} , Н	F_{r5} , Н	F_{a2} , Н	F_{a3} , Н	F_{a4} , Н	F_{a5} , Н
1	Легковий	4,55	3,81	2,42	1,45	1,00	-	0,31	4380	2620	1680	-	-	1390	880	-	-
2	Вантажний	6,45	7,44	4,10	2,29	1,47	1,00	0,49	12550	7670	3310	3170	-	4110	1740	1660	-
3	Легковий	4,55	3,115	1,772	1,00	-	-	0,335	8340	5030	-	-	-	2600	-	-	-
4	Вантажний	6,67	6,40	3,09	1,69	1,00	-	0,45	8430	5970	4200	-	-	2910	2250	-	-
5	Вантажний	6,67	6,48	3,09	1,71	1,00	-	0,47	8490	5510	3830	-	-	2370	2310	-	-
6	Легковий	4,63	3,73	2,29	1,39	0,897	-	0,28	2370	1620	6250	1930	-	847	293	931	-
7	Вантажний	6,45	7,24	3,32	1,9	1,00	0,81	0,47	9030	6890	4630	-	3310	3470	2410	-	1630
8	Вантажний	8,21	6,71	3,4	1,79	1,00	0,78	0,53	15430	9130	7930	-	6830	4780	4190	-	2880
9	Автобус	6,83	6,48	3,09	1,71	1,00	-	0,45	9800	6710	5230	-	-	3300	2730	-	-
10	Автобус	3,64	6,17	3,4	1,78	1,00	-	0,35	10470	5870	4230	-	-	3260	2130	-	-
11	Легковий	4,53	3,9	2,51	1,56	1,00	0,89	0,321	4460	2840	1810	-	1220	1450	920	-	650
12	Вантажний	6,8	7,56	4,25	2,39	1,56	1,00	0,525	13200	8050	3560	3100	-	4200	1850	1620	-
13	Вантажний	4,9	3,18	1,81	1,28	1,00	0,82	0,367	8000	5120	3240	-	2450	2880	2130	-	1610
14	Самоскид	7,1	7,02	3,55	1,89	1,00	0,84	0,485	9200	7000	4600	-	3300	3850	3200	-	2620
15	Легковий	4,65	3,77	2,32	1,29	0,95	0,78	0,298	3350	1800	6000	2020	1540	925	625	405	340

Продовження таблиці А.4

№ п/п	Тип автомобіля	u_0	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	r_k , м	F_{r1} , Н	F_{r2} , Н	F_{r3} , Н	F_{r4} , Н	F_{r5} , Н	F_{a2} , Н	F_{a3} , Н	F_{a4} , Н	F_{a5} , Н
16	Самоскид	8,12	6,62	3,50	1,85	1,00	0,77	0,537	14900	9050	7260	-	6000	4800	4100	-	2500
17	Легковий	4,45	3,77	2,45	1,80	1,34	1,00	0,291	4350	2770	1590	1020	-	1330	900	580	-
18	Автобус	6,84	6,56	3,25	1,88	1,00	0,88	0,498	8550	5880	3950	-	2850	2900	2250	-	1930
19	Легковий	4,47	3,82	2,39	1,32	1,00	0,85	0,329	4150	2720	1720	-	1080	1360	880	-	530
20	Автобус	3,55	6,1	3,33	1,66	1,00	0,90	0,377	10000	6000	4810	-	3880	3330	2250	-	2050
21	Вантажний	6,5	7,73	3,42	2,1	1,39	1,00	0,488	9500	6330	3240	3150	-	4090	1800	1760	-
22	Вантажний	6,67	5,9	3,21	1,79	1,00	0,87	0,498	8540	6320	3900	-	2630	2980	2310	-	1320
23	Легковий	4,55	3,71	2,21	1,32	1,00	0,90	0,298	4400	2720	1780	-	1080	1400	900	-	680
24	Легковий	4,6	3,13	1,97	1,31	1,00	0,86	0,329	8150	4840	3720	-	1930	2350	1840	-	910
25	Автобус	6,73	6,38	3,11	1,75	1,34	1,00	0,505	9600	6530	5330	2840	-	3320	2800	1530	-
26	Самоскид	6,61	6,22	3,15	1,88	1,00	0,79	0,476	15420	9200	7860	-	6920	4840	4210	-	2920
27	Автобус	6,4	7,32	3,2	1,82	1,00	0,81	0,485	9150	6930	4720	-	3560	3680	2610	-	1530
28	Легковий	4,65	3,63	2,19	1,29	0,83	0,64	0,321	2420	1720	816	195	105	945	623	480	305
29	Легковий	6,53	3,18	2,26	1,31	0,93	0,67	0,313	2600	1920	1610	1250	880	886	554	465	291

Таблиця А.5 - Вихідні дані до задачі 7

№ п/п	$n_N, \text{хв}^{-1}$	$\gamma, \text{град}$	$r_{cp}, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	u_{np}	$r'_{cp}, \text{мм}$	$\beta, \text{град}$
1	4000	12	21	6,5	4	27	21
2	4300	8	20	12	5	29	19
3	4500	9	22	11	4	28	25
4	4000	11	30	12	4	38	22
5	2750	9	30	11	7	42	20
6	2800	8	33	11,5	6	43	29
7	3100	13,5	47	12	6	56	20
8	2300	19	60	13	6	68	18
9	2000	13,5	57	14	6	66	20
10	2000	12	77	16	8	87	23
11	5200	7,5	20	7,2	4	89	30
12	5400	6,5	25	11	5	29	35
13	5500	6,0	21	12,6	5	31	27
14	5100	7,0	32	11,5	4	41	36

Продовження таблиці А.5

15	3100	6,5	12	12,3	7	44	29
16	2900	6,0	34	11,8	6	28,3	24
17	3200	8,0	51	12	6	54	32
18	2350	8,0	59	11	6	68	26
19	2600	7,5	44	12,6	7	51	28
20	2100	7,0	75	15	8	51,6	34
21	5600	7,0	25	5,8	4	28,3	32
22	5550	6,0	21,5	11,5	5	27	33
23	5200	6,0	22	11	5	31	28
24	5100	7,0	31	12	4	40	38
25	2900	6,5	33	11,6	6	41	30
26	3100	6,5	28	12	6	40	27
27	3200	7,5	42	11	6	52	35
28	2600	8,0	51	12	6	59	29
29	2300	7,5	81	17	8	84	30
30	2500	8,0	57	11,8	7	65	26