

LITTERIS ET ARTIBVS



**ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ:
Конструювання і розрахунок автомобіля**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до курсового (дипломного) проектування
з курсу “Експлуатаційна ефективність автомобіля”
для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі
та автомобільне гочподарство”



Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Львівська політехніка”

**ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ
АВТОМОБІЛЯ:
Конструювання і розрахунок автомобіля**

**методичні вказівки
до курсового (дипломного) проектування**

Експлуатаційна ефективність автомобіля: Конструювання і розрахунок автомобіля. Методичні вказівки до виконання курсового (дипломного) проектування з курсу “ Експлуатаційна ефективність автомобіля” для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі та автомобільне господарство”/ Укл. П. М. Гащук, О. І. Сороківський.— Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2002. – 64 с.

Укладачі: Гащук П. М., д-р техн. наук, професор,
Сороківський О. І., канд. техн. наук, асистент

Відповідальний за випуск Вайда І. Р., старший викладач

Рецензенти: Пелехатий Р. В., канд. техн. наук, доцент,
Вайда І. Р., старший викладач

Вступ: завдання на проектування

Методичні вказівки містять варіанти завдань на курсове проектування, основні теоретичні положення, довідкові дані. Вказівки покликані методично спрямувати виконання курсового проекту студентами стаціонарної, заочної і екстернатної форм навчання. Вони можуть застосовуватись і при виконанні дипломних проектів з конструювання автомобіля.

Виконання курсового (дипломного) проекту дає змогу студентам засвідчити вміння самостійно застосовувати знання, отримані при вивченні курсів “Конструювання і розрахунок автомобіля” і “Автомобілі”, для розв’язання конкретних конструкторських задач. Курсовий проект складають графічна частина і пояснювальна записка.

Графічна частина проекту повинна містити два-три аркуші креслеників формату А1, на яких слід подати складальний кресленик вузла в цілому, робочі кресленки основних деталей вузла, схеми та іншу інформацію, відповідно до отриманого завдання.

На складальних креслениках обов’язково подаються вичерпні технічні умови і технічні вимоги, які стають в нагоді при складанні і регулюванні вузла, при виконанні монтажних операцій, при консервуванні і транспортуванні тощо. До складальних креслеників укладають специфікації. Робочі кресленки деталей (насамперед тих, що добре видно на складальному кресленнику) повинні містити всі розміри й дані, необхідні для виготовлення деталі і контролювання якості виготовлення. До обов’язкової інформації, яка відображається безпосередньо на робочих креслениках, належать допуски на відхилення розмірів, допустимі відхилення від типових геометричних форм, тип і матеріал заготовки (з зазначенням, де це необхідно, сортаменту), чистота обробки поверхонь, твердість і термохімічна обробка найвідповідальніших поверхонь, спеціальні покриття.... Схеми викреслюються, по можливості, з використанням стандартних позначень і супроводжуються табличними експлікаціями, які розташовуються над основним надписом.

Кожна специфікація укладається з формуванням технологічно виправданих складальних одиниць і оформляється як додаток до пояснювальної (розрахунково-пояснювальної) записки. У специфікацію повинні входити поряд із складальними одиницями також всі деталі, стандартні вироби і матеріали, які разом складають даний вузол. Стандартні вироби перераховуються із зазначенням відповідного державного (чи галузевого) стандарту. В розділах “Складальні одиниці” і “Деталі” проти елементів, відображених у графічній частині проекту, проставляються формати креслеників. В розділ “Документація” вноситься інформація про складальний кресленик (з зазначенням його формату) і пояснювальну записку (з зазначенням обсягу в аркушах).

Обсяг пояснювальної записки — 25—30 аркушів формату А4. Доцільною є така структура пояснювальної записки: а) титульний аркуш; б) зміст; в) завдання і довідкові дані; г) вступ; д) опис призначення вузла, вимоги до нього, класифікаційний аналіз; е) аналіз існуючих і обґрунтування прийнятих конструкторських рішень; ж) розрахункові розділи; з) перелік використаної літератури; і) додатки.

Обґрунтування прийнятих рішень, розрахунки, пояснення до них, аналіз отриманих результатів складають основу розрахунково-пояснювальної записки до курсового проекту. Кожний етап проектування повинен закінчуватися конкретними висновками і змістовною оцінкою отриманих результатів.

При захисті курсового проекту студент повинен показати достатньо глибоке розуміння робочих функцій, які покладаються на запроєктований вузол автомобіля, і засвідчити належний рівень знань стосовно типових режимів навантаження вузла та методики розрахунку основних його деталей, а також стосовно конструкційних і експлуатаційних матеріалів та технологій виготовлення деталей, перш за все — тих, для яких оформлено робочі кресленики.

Завдання на курсове проектування “нав’язує” студентові автомобіль-прототип і розроблюваний вузол відповідно до наведених в табл. 1 варіантів. Вузли позначено умовно: ЗП — зчеплення і його привід; КП — коробка передач; КР — роздатна коробка і механізм керування нею; КЦ — карданна передача і центральне гальмо (механізм і його привід); МЗ — задній провідний міст; МП — передній провідний міст; МК — кермовий механізм; ПК — кермовий привід (у випадку нерозрізної кермової трапеції йдеться також і про передню вісь); ПП — передня підвіска; ПЗ — задня підвіска; ГП — передні гальма і загальна гальмова схема; ГЗ — задні гальма і гальмовий кран; РК — колісний редуктор. Варіанти занумеровано числами від 1 до 150.

В методичних вказівках прийнято такі загальні для всіх розділів умовні позначення: M_a — повна маса автомобіля; M_1 — маса автомобіля, що припадає на передню вісь; M_2 — маса автомобіля, що припадає на задню вісь; L — база автомобіля; B — колія; h_g — висота центра мас; r_k — радіус коліс; $T_{e \max}$ — найбільший ефективний обертовий момент двигуна; n_m — частота обертання корбового (колінчастого) вала, за якої досягається найбільший обертовий момент двигуна; η_m — ККД трансмісії автомобіля; φ — коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа — модуль пружності I-го роду; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа — модуль пружності II-го роду.

В кожному розділі методичних вказівок наводиться перелік рекомендованої літератури відповідно до конкретної тематики. При підготовці до проектування доцільно опрацювати такі літературні джерела загального спрямування:

1. Автомобили: Основы проектирования/ М. С. Высоцкий, А. Г. Выгонный, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский; Под ред. М. С. Высоцкого.— Мн.: Выш. Шк., 1987.— 152 с.

2. Гащук П. Энергопреобразующие системы автомобиля: Идентификация и анализ.— Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998.— 272 с.

3. Конструирование и расчет автомобиля/ П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов и др.— М.: Машиностроение, 1984.— 376 с.

4. Родионов В. Ф., Фитгерман Б. М. Проектирование легковых автомобилей.— М.: Машиностроение, 1980.— 479 с.

5. Шасси автомобиля. Атлас конструкций/ Цымбалин Б. Б. и др.— М.: Машиностроение, 1977.— 108 с.

Таблиця 1 – Варіанти завдань на курсовий проект*)

Автомобіль-прототип	Вузол автомобіля												
	ЗП	КП	КР	КЦ	МЗ	МП	МК	ПК	ПП	ПЗ	ГП	ГЗ	РК
ЗА3-968А		1					2	3	4	5	6	7	
Москвич-412	8	9		10	11		12		13	14	15	16	
ІЖ-21251								17			18		
ВА3-2101	19	20		21	22		23	24	25	26	27	28	
ВА3-2121			29	30		31			32		33		
ГА3-21	34	35		36	37		38		39	40	41	42	
ГА3-24	43	44		45	46		47	48	49	50			
ГА3-53А	51	52		53	54		55	56	57	58	59	60	
ГА3-51А	61	62		63	64		65	66	67	68	69	70	
ЛА3-695Н	71	72		73	74		75	76	77	78	79	80	
УАЗ-452Д	81	82	83	84	85		86		87	88			
ГА3-69	90		91	92	93			94			95	96	
ГА3-66-01			97	98		99		100					
ЗІЛ-130				101	102		103	104	105	106			
МАЗ-500А	107	108		109	110		111	112	113	114	115	116	117
КрАЗ-256Б	118		119	120	121		122	123	124	125	126	127	
КамАЗ-5410	128	129	130	131	132		133	134	135	136	137	138	
Урал-375Д	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	

*) Перелічені в табл. 1 автомобілі-прототипи тут беззастережно вважаються вітчизняними, оскільки неможливо перебільшити інтелектуальний, ресурсний, матеріальний внесок українців в розбудову автомобілебудування і формування автомобільного транспорту колишнього Радянського Союзу. На заводі цьому переконанню не можуть стати геополітичні реалії сьогодення, оскільки відомо, що в колишньому Радянському Союзі автомобілебудівні заводи територіально розташовувалися виключно з міркувань політичної кон'юнктури, всупереч доцільності і об'єктивним потенціям регіонів.

Зазначені прототипи добиралися з міркувань, що не вкладаються в часові рамки. Всі вони втілюють в собі конструкторські ідеї, які спираються на світовий досвід і набули визнання класичних. Ці конструкції можуть відповідати чи не відповідати сучасним тенденціям конструювання, течіям моди, запитам ринку, але ніколи не стануть ознакою застарілого і недосконалого; вони завжди залишатимуться альтернативою новітнім ідеям.

1 — ЗЧЕПЛЕННЯ

1.1 — Питання, що розв'язуються при виконанні проекту

1. Окреслити призначення зчеплення, описати вимоги, що ставляться до зчеплень, і провести їх класифікацію.
2. Обґрунтувати вибір основних конструктивних рішень (тип зчеплення, необхідність демпфера, способи створення натискного зусилля і передачі моменту натискному диску, наявність сервопристроїв тощо).
3. Вибрати і оцінити вихідні параметри (коефіцієнт запасу β , тиск на фрикційних поверхнях P_0 , розміри фрикційних дисків тощо).
4. Вибрати і обґрунтувати матеріали, з яких найдоцільніше виготовляти найбільш відповідальні деталі зчеплення, і навести фізико-механічні дані щодо цих матеріалів.
5. Розрахувати натискні пружини, елементи веденого диску, ланки передачі натискного зусилля, а також елементи передачі натискному диску частини обертового моменту.
6. Перевірити працездатність зчеплення.
7. Обґрунтувати вибір конструкцій елементів приводу вимикання зчеплення і розрахувати їх.
8. Накреслити складальні кресленики зчеплення і вузлів приводу, а також робочі кресленики основних деталей.

1.2. Методичні вказівки і довідкові дані

Необхідний коефіцієнт запасу β зчеплення залежить від типу автомобіля і умов його експлуатації (табл. 1). При надто великому значенні коефіцієнта запасу зчеплення не оберігає трансмісію від перевантажень, а при недостатньому — з'являється небезпека надмірного пробуксовування.

Таблиця 1 — Доцільне значення коефіцієнта запасу зчеплення

Тип (призначення) автомобіля	β
Легкові автомобілі	1,3...1,75
Вантажні автомобілі, які не призначені для роботи у важких умовах	1,6...2,0
Інші вантажні автомобілі і тягачі	2,0...2,8

Тиск P_0 впливає на довговічність зчеплення і в залежності від якості накладок його значення повинно знаходитись в межах 0,13...0,35 МПа.

Зовнішній і внутрішній діаметр накладок D і d добирають з конструктивних міркувань з урахуванням реальних значень, які взято для автомобілів-прототипів. Попередньо D може бути вибрано за емпіричною залежністю

$$D = \sqrt{\frac{T_{e \max}}{A}},$$

де A — коефіцієнт, який можна задати керуючись табл. 1.2.

Таблиця 1.2 — Значення коефіцієнта A

Автомобілі	Умови експлуатації	A
Легкові	Нормальні	4,5 — 4,9
Вантажні	Нормальні	3,4 — 3,8
Вантажні	Важкі	1,7 — 2,1

Відношення d/D повинно знаходитись в межах 0,5...0,75, причому більші значення приймають для більш швидкісних двигунів.

Дійсний статичний момент тертя визначають за формулою

$$T_{cd} = \frac{P_0 \pi (D^2 - d^2)}{4} R_c z \mu,$$

де R_c — середній радіус накладок; μ — коефіцієнт тертя, який для мідно-азбестових накладок можна прийняти рівним 0,25...0,3; z — число пар поверхонь тертя (для однодискового — $z = 2$).

Необхідний момент тертя визначається із залежності

$$T_{cn} = \beta T_{e \max}.$$

Порівнюючи останній і дійсний, можна вирішити питання про кількість пар тертя. Слід мати на увазі, що збільшення кількості дисків ускладнює конструкцію і обумовлює збільшення момента інерції ведених ланок. Тому користуватись цим методом слід тільки в тому разі, якщо необхідний тиск перевищує рекомендоване значення в 1,5 чи більше разів. Необхідний тиск визначають за формулою

$$P_0 = \frac{T_{cn}}{z S_T \mu R_c},$$

де S_T — поверхня фрикційного диску, без поверхні, що втрачається на заглибини під головки клепок (нютів).

При конструюванні пружин слід керуватись наступним:

а) кількість пружин вибирається з конструктивних міркувань, але не меншою за шість (при їх периферійному розташуванні);

б) сила, що діє на пружини при вимкненні зчеплення, не повинна перевищувати більш ніж на 20% номінальне натискне зусилля.

Діаметр дроту визначається за формулою

$$d_n = \sqrt{\frac{1,6PD_n\xi}{\pi[\tau]} \cdot \frac{\lambda + \Delta l}{\Delta l}},$$

де P — номінальне зусилля, що створюється однією пружиною; D_n — середній діаметр навивки пружини, що вибирається з конструктивних міркувань, мм; ξ — коефіцієнт, що враховує напруження зсуву (табл. 1.3); λ — попередній стиск пружин, мм; Δl — величина ходу стиску пружини при вимкненні зчеплення, мм; $[\tau]$ — допустиме дотичне напруження в пружинах, які для вуглецевих сталей 65Г, 85Г, 60С2 становить 700...800 МПа.

Таблиця 1.3 — Коефіцієнт, через який враховуються напруження зсуву

Відношення діаметрів D_n / d_n	4	5	6	7	8
ξ	1,37	1,29	1,24	1,20	1,17

Значення Δl становить 2...3 мм, а відношення $\frac{\lambda + \Delta l}{\Delta l}$ звичайно приймається в межах від 7 до 10.

Попередній стиск визначається за формулою

$$\lambda = \frac{8PD_n^3 i_p}{Gd_n^4},$$

де i_p — число робочих витків пружини, яке визначене з формули

$$i_p = \frac{Gd_n^4 \Delta l}{1,6PD_n^3}.$$

Повна кількість витків більша від робочої на 1,5...2.

Найбільше напруження в пружині, що виникає при вимкненні зчеплення, визначається за формулою

$$\tau_{\max} = \frac{4P}{\pi d_n^2 \lambda} (\lambda + \Delta l) \left(1 + \frac{2D_n}{d_n} \right).$$

Робочий кресленик пружини виконується у відповідності з вимогами ЄСКД в обов'язковому порядку. При цьому її власна довжина визначається з врахуванням того, що при вимкненому зчепленні зазор між витками був не меншим за 1 мм.

Розрахунок центральної пружини-діафрагми виконується за формулою

$$P_x = \frac{\pi E h^3 \lambda_x}{6(b-c)^2} \ln \frac{b}{ah^2} \left[\left(H - \lambda_x \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0,5 \lambda_x \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right].$$

де h — товщина матеріалу діафрагми; b — найбільший радіус діафрагми; c — радіус опорного кільця (точок прикладання сили до натискного диску); a — найбільший радіус прорізів в діафрагмі; H — висота конусності діафрагми у вільному стані.

Задаючись деформаціями λ_x , будують характеристику пружини, за якою потім визначають величину її попереднього стиску.

У веденому диску розраховують клепки фрикційних накладок і закріплення сталюї основи диску до маточини. Шліци маточини розраховують на зминання та зрізання за найбільшим моментом тертя.

Важелі вимикання розраховують на згин у небезпечних січеннях від сили, що діє при вимиканні зчеплення.

Параметри привода (плечі важелів, діаметри циліндрів гідроприводу) вибираються так, щоб хід педалі не перевищував 180 мм для вантажних автомобілів і 150 мм для легкових при зусиллі на педалі близько 150...200 Н. При цьому обгрунтовується і враховується при визначенні вільного ходу педалі величина зазору між п'ятою важелів вимикання і упорним підшипником.

При визначенні робочого ходу враховується переміщення натискного диску, яке повинно забезпечувати зазор між поверхнями тертя біля 0,75...1 мм, а також пружна деформація диску та елементів привода вимикання.

Перевіряють на зминання (чи згин, чи розтяг, в залежності від конструкції) також елементи, що передають частину обертового моменту (половину в однодисковому зчепленні і четвертину в дводисковому) на натискний диск і половину моменту на проміжний диск у випадку дводискового зчеплення.

При розрахунку зчеплення в дипломному проєкті обов'язковим є також і розрахунок елементів демфера і гасника крутильних коливань, за методикою, що викладена в літературі [1].

Довговічність і надійність зчеплення визначається питомою роботою буксування і температурою нагрівання його деталей при рушанні автомобіля з місця в певних умовах. Повна робота буксування

$$L = \frac{\pi n_e r_k}{30 i_T^2} \left(\frac{M_a \pi n_e}{60} + \frac{M_a g \psi^2}{2 k \eta_m^2} + \frac{2}{3} \frac{M_a g \psi}{\eta_m} \sqrt{\frac{2 M_a \pi n_e}{k 30}} \right), \quad (1.1)$$

де n_e — середня частота обертання корбового (колінчатого) вала в процесі вмикавання зчеплення, яка приймається рівною 500...800 хв⁻¹; i_T — загальне передатне відношення трансмісії на розгінній передачі; ψ — коефіцієнт сумарного опору дороги, який приймається рівним 0,1; k — коефіцієнт режиму вмикавання зчеплення.

Для легкових автомобілів „розгінною” пересічно є перша передача, а для вантажних — друга. Коефіцієнт k , що в певній мірі враховує характер режиму вмикання, визначається при відомому повному часі вмикання з квадратного рівняння

$$k^2 t_0^2 i_T^2 \eta_m^2 - 2k \left(\psi t_0 i_T + \frac{\pi n_e r_k}{30g} \right) G_a r_k \eta_m + G_a^2 \psi^2 r_k^2 = 0. \quad (1.2)$$

Мінімально можливий час вмикання

$$t_{0\min} = \frac{2I_a T_e \pi n_e}{30(T_e - T_\psi)},$$

де I_a — зведений до первинного валу коробки передач момент інерції умовного маховика, що еквівалентний масі автомобіля, яка рухається поступально, з урахуванням коліс, Н·м·с²; T_ψ — приведений до того ж валу момент опору руху автомобіля, Н·м; T_e — момент, що розвиває двигун при прийнятому значенні n_e .

В свою чергу:

$$I_a = \frac{G_a r_k^2}{g i_T^2} + \frac{\sum I_k}{i_T^2}; \quad T_\psi = \frac{G_a \psi r_k}{i_T \eta_m},$$

де $\sum I_k$ — сума моментів інерції коліс, Н·м·с²; $G_a = M_a g$

Якщо величина $t_{0\min}$ більша за п'ять секунд, то у квадратне рівняння (1.2) підставляється її значення, яке отримане з розрахунку. У протилежному випадку для визначення коефіцієнта k береться $t_0 = 5$ с. Більший з отриманих коренів k підставляється у формулу (1.1), після чого визначається питома робота буксування

$$q = \frac{L}{z S_T}.$$

Нагрівання деталей пар тертя зчеплення обумовлює зменшення коефіцієнту тертя і може викликати буксування зчеплення. Крім цього, при високій температурі спрацювання інтенсивніше і можливе жолоблення натискного диска. Тому необхідно оцінити середню величину його нагрівання за формулою

$$\Delta T = \frac{\alpha L}{427 C g_\delta},$$

де α — коефіцієнт, що показує яка частина тепла, що виділяється при буксуванні, передається на дану деталь (наприклад, для натискного диска однодискового зчеплення $\alpha = 0,5$, а для дводискового $\alpha = 0,25$); C — теплоємність матеріалу диска ($C = 0,115$ ккал/кг·град); g_δ — маса диска, кг, яку можна орієнтовно визначити аналітично за розмірами диска і його питомою масою. Рекомендовані границі: $q=0,2\dots0,6$ Н·м/мм², $\Delta T=3\dots7^\circ\text{C}$.

Література

1. Малаховский Я. Э., Лапин А. А. Сцепления. — М.: Машгиз, 1960.
2. Малаховский Я. Э., Иванов Ю. Б. Автомобильные сцепления. Серия “Методы испытания автомобиля и его механизмов”, Вып. 1. — М.: 1961.
3. Петров В. А. Автоматические сцепления автомобилей.— М.: Машгиз, 1961.
4. Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач.— М.: Машгиз, 1960.

2 — КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

2.1. Питання, що розв'язуються в ході виконання курсового проекту

1. Окреслити призначення коробок передач, вимоги до них і провести їх класифікацію з коротким критичним аналізом.
2. Обґрунтувати прийнятну схему коробки передач (кількість і розташування валів, розташування і фіксацію підшипників, спосіб перемикання передач тощо) і накреслити кінематичну схему коробки.
3. Уточнити значення передатних відношень коробки передач, які попередньо визначені при виконанні тягового розрахунку автомобіля.
4. Визначити попередню міжцентрову віддаль A_0' .
5. Вибрати модуль шестерень коробки передач.
6. Виконати геометричний розрахунок шестерень з урахуванням корекції (якщо необхідно) і уточнити міжцентрову віддаль.
7. Визначити зусилля і напруження в шестернях на кожній передачі.
8. Розрахувати вали коробки передач на жорсткість.
9. Вибрати і розрахувати підшипники коробки передач.
10. Виконати розрахунок синхронізаторів.
11. Накреслити складальний кресленик формату А1, на якому окрім перерізу по основних валах коробки має бути показаний вигляд на її торець (у масштабі 1:5 чи 1:2) з обов'язковим позначенням всіх міжцентрових віддалей. На другому аркуші формату А1 накреслити робочі кресленики декількох основних деталей.

2.2. Методичні вказівки і довідкові дані

Найбільшого розповсюдження набули коробки передач з двома і трьома валами, осі яких є нерухомими. Коробки передач з двома валами застосовуються в основному на малолітражних автомобілях. Коробки передач з трьома валами застосовуються пересічно на всіх інших легкових, а також на вантажних автомобілях. Перевагами коробок з двома валами є більш високий ККД у порівнянні з коробками з трьома валами. Переваги коробок з трьома валами — більший діапазон передатних відношень, а також зручність і простота виготовлення та ремонту.

У коробок передач з трьома валами передатне відношення будь-якої передачі (за винятком прямої) забезпечується двома парами шестерень. Всі шестірні коробки виготовляють косозубими за винятком шестерень першої передачі і шестерень заднього ходу. Кут нахилу зубців шестерень первинного і вторинного валів звичайно лівий, а шестерень проміжного валу — правий. Шестірні проміжного вала з'єднані з ним жорстко, а шестірні вторинного вала сидять вільно. З'єднання шестерень з валом відбувається звичайно з допомогою синхронізаторів.

Міжцентрову віддаль A_0' можна визначити попередньо за емпіричною формулою.

$$A_0' = a\sqrt[3]{T_{e\max}}$$

де $a = 30 \dots 34$ для легкових автомобілів з карбюраторними двигунами, $a = 36 \dots 42$ для вантажних автомобілів з карбюраторними двигунами, $a = 44 \dots 46$ для автомобілів з дизельними двигунами, $a = 36 \dots 46$ для роздатних коробок.

Модуль шестерень можна попередньо вибрати залежно від значення величини T_{emax} за графіком, наведеним на рис.2.1. Для прямозубих шестерень значення модуля вибирається ближчим до верхньої межі, а для косозубих — ближчим до нижньої межі. Визначене за графіком значення модуля заокруглюється до найближчого стандартного.

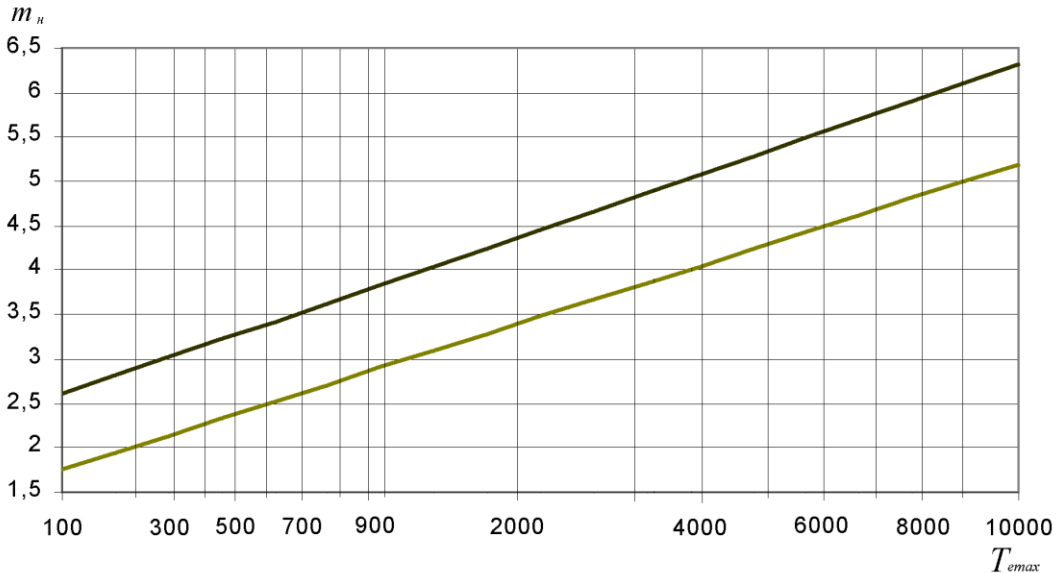


Рисунок 2.1 — Графік для вибору модуля шестерень коробки передач.

При виконанні геометричного розрахунку необхідно визначити: ширину вінців шестерень, кут нахилу зубців косозубих шестерень, кількості зубців і розміри ведучої та веденої шестерень постійного зачеплення, уточнити міжцентрову віддачу, кількості зубців другої пари шестерень кожної передачі, параметри корегування тих чи інших шестерень у разі необхідності, геометричні розміри решти шестерень.

Кількість зубців ведучої шестерні пари постійного зачеплення вибирається близькою до мінімально можливої з умови відсутності підрізання. При цьому діаметр шестерні повинен бути меншим за зовнішній діаметр підшипника первинного валу для забезпечення монтажу коробки передач. Необхідно також враховувати, що передатне відношення будь-якої передачі, окрім прямої, забезпечується двома парами шестерень. Згідно попередньо вибраних міжцентрової віддалі і модуля шестерень кількості зубців ведучої та веденої шестерень пари постійного зачеплення визначається за формулами:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{2A_0'}{m(i_{n3} + 1)}, \\ z_2 &= z_1 i_{n3} \end{aligned} \right\} \text{ для прямозубої передачі,}$$

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{2A_0' \cos \beta}{m_n (i_{n3} + 1)}, \\ z_2 &= z_1 i_{n3} \end{aligned} \right\} \text{ для косозубої передачі,}$$

де i_{n3} — передатне відношення пари постійного зачеплення. Орієнтовно

$$i_{n3} \cong \sqrt{i_I}.$$

За отриманими кількостями зубців коректується передатне відношення пари постійного зачеплення.

Міжцентрова віддаль уточнюється за формулами:

— для прямозубої передачі $A_0 = 0,5m(z_1 + z_2)$;

— для косозубої передачі $A_0 = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$.

Ширина вінців шестерень вибирається в залежності від модуля за формулами:

— для прямозубої передачі $b = (4,4 \dots 7,0) m$;

— для косозубої передачі $b = (7,0 \dots 8,6) m_n$.

Кут нахилу зубців косозубих шестерень вибирається згідно таких міркувань:

а) Ступінь перекриття зубців в осьовому перерізі не повинен бути меншим за одиницю, тобто

$$\varepsilon_a = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \geq 1,$$

звідки

$$\sin \beta \geq \frac{\pi m_n}{b};$$

б) Осьові сили, які діють на косозубі шестірні проміжного валу, повинні взаємно зрівноважуватись. Для цього кут і напрям нахилу зубців всіх шестерень проміжного валу забезпечують однаковими. Крім цього, для зрівноваження осьових сил повинна дотримуватися умова

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_n}{\operatorname{tg} \beta_i} = \frac{r_n}{r_i},$$

де β_n і r_n — кут нахилу і радіус початкового кола шестерні приводу проміжного валу; β_i і r_i — ті ж самі параметри будь-якої іншої шестерні проміжного валу. Ця умова часто не задовольняється через технологічні обмеження.

в) Величинами кутів нахилу зубців можна змінювати міжосьову віддаль пари шестерень без застосування корегування

$$A_0 = r_1 + r_2 = r_3 + r_4 = r_5 + r_6 = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta_{1,2}} = \frac{m_n(z_3 + z_4)}{2 \cos \beta_{3,4}} = \dots$$

Змінюючи кути нахилу зубців відповідної пари шестерень можна забезпечити вписування її у задану міжцентрову віддаль. В існуючих коробках передач кути нахилу зубців складають: для легкових автомобілів 25...46°, для вантажних — 20...35°.

Передатні відношення другої пари шестерень кожної передачі визначають згідно відомих загальних передатних відношень і передатного відношення пари шестерень постійного зачеплення за формулою $i'_i = i_i / i_{нз}$. Згідно відомої уточненої міжцентрової віддалі і передатного відношення i'_i визначають кількість зубців кожної шестерні другої пари шестерень кожної передачі за методикою, яка викладена вище. При неможливості вписування у задану A_0 проводять корегування шестерень. Інколи корегування можна уникнути за рахунок зміни A_0 шляхом зміни кута нахилу зубців пари шестерень постійного зачеплення. Для цього необхідно провести декілька попередніх розрахунків і вибрати оптимальний варіант.

Корегування шестерень проводять для запобігання підрізання зубців, забезпечення вписування пари шестерень у задану міжцентрову віддаль чи для збільшення міцності зубців. Корекція буває кутова і висотна. При кутовій корекції змінюється кут зачеплення; коефіцієнти зсуву головки і ніжки зубця є різні. Застосовується кутова корекція для вписування пари шестерень у задану міжцентрову віддаль.

За відсутності корекції $\alpha_0 = 20^\circ$ і $A_0 = 0,5mz_c$. Якщо задану пару шестерень необхідно вписати у міжцентрову віддаль A , то повинна справджуватися умова

$$\cos \alpha = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0.$$

Сумарний коефіцієнт зсуву інструменту визначається за формулою

$$\xi_c = \frac{z_c(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0},$$

де $\operatorname{inv} \alpha$ та $\operatorname{inv} \alpha_0$ — евольвентні функції кутів α і α_0 , які визначаються за табл. 2.1.

Розбиття ξ_c на ξ_1 і ξ_2 здійснюється відповідно до співвідношень

$$\xi_1 = f_0 \left(1 - \frac{z_1}{z_{\min}} \right), \quad \xi_2 = \xi_c - \xi_1,$$

де ξ_1 і ξ_2 — коефіцієнти зсуву головки і ніжки зубця; $f_0 = 1$ — коефіцієнт висоти головки зуба; $z_{\min} = \frac{2f_0}{\sin^2 \alpha_0}$ — мінімальна кількість зубців, які нарізаються без корекції.

Коефіцієнт зміщення береться рівним $\xi_b = \frac{A - A_0}{m}$, а коефіцієнт урівнюваль-ного зміщення — рівним $\xi_y = \xi_c - \xi_b$.

Таблиця 2.1 — Значення евольвентної функції ($\text{inv}\alpha_i$)

Мінути	Градуси							
	17°	18°	19°	20°	21°	22°	23°	24°
0	0,009025	0,01076	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,02305	0,02635
5	09161	10915	12888	15088	17560	20292	23312	26639
10	09299	11075	13063	15293	17777	20533	23477	26931
15	09439	11228	13240	15490	17996	20775	23845	27225
20	09580	11387	13418	15689	18217	21019	24114	27521
25	09722	11547	13598	15890	18440	21266	24386	27820
30	09866	11709	13779	16092	18665	21514	24660	28121
35	10012	11873	13963	16296	18891	21765	24936	28424
40	10158	12038	14148	16502	19120	22018	25214	28729
45	10307	12205	14334	16710	19350	22272	25895	29037
50	10456	12373	14528	16920	19580	22529	25778	29348

Наведені формули дійсні для прямозубого зачеплення. При застосуванні косозубих шестерень замість величин m , α , α_0 потрібно підставляти m_s , α_s , α_{s0} .

Висотною називається корекція, при якій коефіцієнти зсуву головки і ніжки зуба однакові за величиною, але протилежні за знаком: $\xi_1 = -\xi_2$. При цьому змінюється відношення між висотами головки і ніжки зуба при незмінній повній висоті зуба, а міжосьова відстань і кут зачеплення залишаються такими самими, як і в некорегованого зачеплення. Зазвичай $\xi_1 = \xi_2 = 0,125 \dots 0,325$. Застосовується висотна корекція для запобігання підрізання зубців (пересічно для пари зубців з передатним відношенням, більшим за 2).

Для визначення геометричних розмірів шестерень використовуються формули, які наведені в табл. 2.2 ($i = 1$ для ведучої шестірні; $i = 2$ для веденої шестірні, а $f_0 = 0,25$ — коефіцієнт радіального зазору).

Зусилля і напруження в шестернях коробки передач визначаються за формулами, які наведені в табл. 2.3.

При цьому напруження згину визначаються за максимальним моментом, що передається валом, на якому знаходиться шестірня, а контактні — з умови, що на корбовому (колінчатому) валі діє розрахунковий момент $T_{\text{ерозр}}$. Цей момент визначається з таких міркувань: якщо $G_a/T_{\text{емах}} > 1$, то $T_{\text{ерозр}} = 0,5 T_{\text{емах}}$, якщо $G_a/T_{\text{емах}} < 1$, то $T_{\text{ерозр}}$ вибирається за графіком (рис. 2.2).

Таблиця 2.2 — Формули для розрахунку геометричних розмірів шестерень

Параметри	Позначення	Прямозубе зачеплення	Косозубе зачеплення
Діаметр ділительного кола	d	mz_i	$\frac{m_n z_i}{\cos \beta_i}$
Діаметр кола виступів	d_a	$m(z_i + 2f_0 + 2f_i + 2\xi_i - 2\xi_y)$	$m_n \left(\frac{z_i}{\cos \beta_i} + 2f_0 + 2\xi_i - 2\xi_y \right)$
Діаметр кола впадин	d_f	$d_{ai} - 2h$	$d_{ai} - 2h$
Висота зубців	h	$m(2f_0 + 2f_{ci} - 2\xi_y)$	$m(2f_0 + 2f_{ci} - 2\xi_y)$
Товщина зубців по дузі ділительного кола	S_i	$m(0,5\pi + 2\xi_i \operatorname{tg} \alpha_0)$	$m(0,5\pi + 2\xi_i \operatorname{tg} \alpha_0)$

Таблиця 2.3 — Формули для розрахунку шестерень коробок передач

Параметри	Позначення	Прямозуба шестірня	Косозуба шестірня
Колова сила	F_t	T/r_d	T/r_d
Радіальна сила	F_r	$F_t \operatorname{tg} \alpha$	$F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$
Осьова сила	F_a	—	$F_t \cos \beta$
Напруження при згині зуба	σ_F	$0,36 \frac{F_t}{b m y}$	$0,24 \frac{F_t}{b m_n y}$
Контактне напруження	σ_H	$0,418 \sqrt{\frac{F_t E}{b \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}$	$0,418 \sqrt{\frac{F_t E \cos \beta}{b \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}$
Радіус кривини поверхні зуба	ρ	$\rho = r_d \sin \alpha$	$\rho = r_d \sin \alpha / \cos^2 \beta$

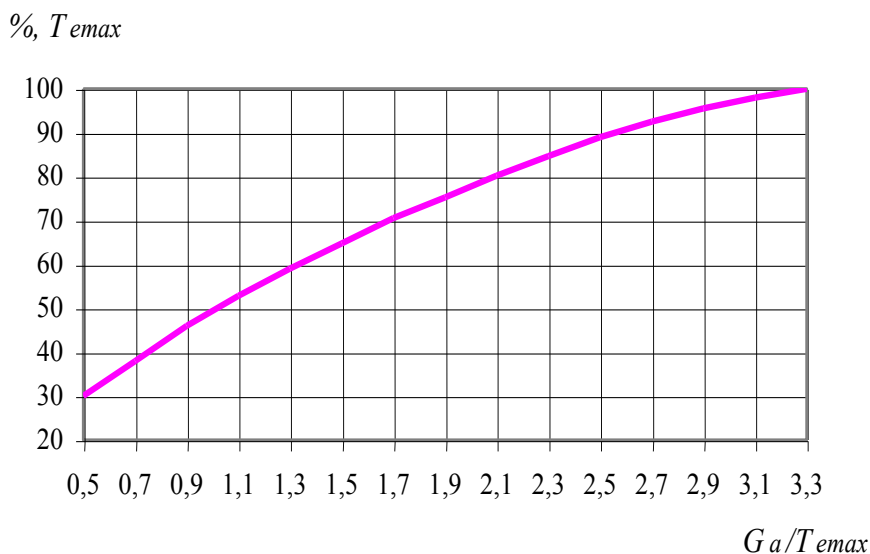


Рисунок 2.2 — Графік для визначення розрахункового обертового моменту.

Значення коефіцієнта форми зуба Y для некоригованих шестерень вибирається з табл. 2.4 залежно від z (чи від z_e для косозубих шестерень).

Таблиця 2.4 — Значення коефіцієнта форми зуба Y і поправочного коефіцієнта λ

z_e	Y	λ	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			

Для коригованих шестерень $Y_{ki} = Y \frac{1 + \lambda \xi_i}{f_0}$. Значення поправочного коефіцієнта λ наведено також в табл. 2.4. Допустимі напруження подано в табл. 2.5 і 2.6.

Таблиця 2.5 — Допустимі напруження згину зубців шестерень

Шестірні	Автомобілі	Допустимі напруження, МПа
Перша передача і передача заднього ходу	Легкові	850
	Вантажні	780
Постійного зачеплення і вищих передач	Легкові	350
	Вантажні	250

Таблиця 2.6 — Допустимі значення контактних напружень для зубців шестерень коробок передач

Шестірні	Сталі	Допустимі напруження, МПа
I-а передача і задній хід	Цементовані	1900...2000
	Ціановані	950...1000
Постійного зачеплення і вищих передач	Цементовані	1300...1400
	Ціановані	650...700

Ціануванню піддають шестірні коробок передач легкових автомобілів і вантажних автомобілів з вантажопідйомністю до 2 т, а шестірні вантажних автомобілів з вантажопідйомністю, більшою за 2 т, і автобусів — цементують.

Матеріали шестерень — сталі 18ХГТ, 30ХГТ, 12ХНЗА, якщо шестірні цементують, і сталі 40Х, 40ХНМА — якщо шестірні ціанують.

Вали коробки передач зазвичай працюють на кручення та згин. У більшості випадків розміри валів визначають з міркувань жорсткості, а не міцності, і тому коефіцієнти запасу міцності виходять високими (в межах 5...10).

Попередньо діаметри валів визначають із співвідношень:

— для ведучого вала $d = 2,283 \sqrt[3]{T_{e \max}}$,

— для проміжного і веденого валів $d = 0,45 A$.

Попередньо віддаль між опорами приймають рівними $l = (4,7...6,3)d$. Отримані значення d і l уточнюються конструктивно після визначення розмірів шестерень та їх маточин.

Жорсткість валів коробки передач, яка в першу чергу повинна забезпечувати правильність зачеплення шестерень, визначається величиною стріли прогину вала і кутом перекосу перерізу вала. Найбільший прогин може бути посередині вала, а найбільший перекіс перерізу вала — під шестірнями, які найбільш близько розташовані до опор. Тому в процесі розрахунків визначається прогин проміжного і вторинного валів у вертикальній площині на тій передачі, шестірня якої розташована близько до середини вала, а також кут повороту перерізу проміжного вала в місці встановлення шестерні постійного зачеплення.

Формули для визначення прогинів і кутів повороту перерізів валів наведені в табл. 2.7. В цих формулах: I — осьовий момент інерції ($I = \frac{\pi d^4}{64}$, де d — середній діаметр вала, який приймається постійним по всій довжині).

Допустиме сумарна розходження валів — $f_{\Sigma} = 0,2$ мм. Допустимий кут повороту перерізу вала — $\delta = 0,002$ рад.

В існуючих коробках передач первинний вал встановлюється двома кінцями в радіальні підшипники кочення. Зовнішній діаметр підшипника заднього кінця первинного вала з умов забезпечення монтажу коробки передач повинен бути більший за зовнішній діаметр шестерні. Тому розмір підшипника тут завжди більший за розрахунковий, що дозволяє встановлювати радіальний підшипник, який здатний сприймати осьову силу, що діє від косозубої шестерні первинного вала.

Вторинний вал переднім кінцем встановлюється в торці первинного вала на роликівому підшипнику, а заднім — на кульковому чи роликівому упорному підшипнику для сприймання осьових зусиль.

Проміжні вали зазвичай встановлюють переднім кінцем у кулькових чи роликівих радіальних підшипниках, а заднім кінцем в роликівих радіально-упорних підшипниках для сприйняття осьових зусиль або виконуються у вигляді блоку, що обертається на голчастих підшипниках. В останньому випадку осьове зусилля сприймається упорною шайбою.

Для вибору підшипників викреслюють схеми валів з відображенням діючих сил і моментів та плечей їх прикладання, визначають реакції в опорах спочатку вторинного вала, а потім проміжного і первинного валів. Результати розрахунків зручно звести в табл. 2.8.

Підшипник вибирається за динамічною вантажопідйомністю C , яка визначається за еквівалентним навантаженням $R_{екв}$ і частотою обертання $n_{екв}$:

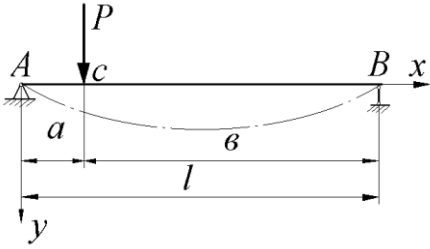
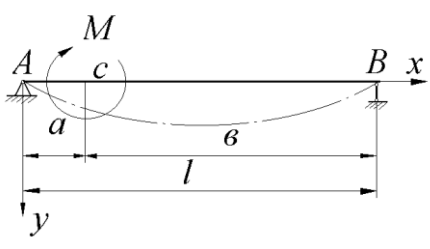
$$C = R_{екв} \left(60n_{екв} h 10^{-6} \right)^{1/P}, \quad R_{екв} = \sqrt{\alpha_1 \beta_1 R_{n1}^P + \alpha_2 \beta_2 R_{n2}^P + \dots + \alpha_i \beta_i R_{ni}^P},$$

де $P = 3$ для кулькових підшипників і $10/3$ для роликівих; α_i — частка часу використання i -ої передачі; R_{ni} — зведене радіальне навантаження на підшипник на i -тій

передачі; β_i — відносна частота обертання підшипника на i -тій передачі $\beta_i = \frac{n_i}{n_{екв}}$.

Значення α_i вибирається з табл. 2.9.

Таблиця 2.7 — Формули для визначення прогинів f і кутів нахилу δ пружної лінії вала для різних розрахункових випадків

Схема		
$\delta = \frac{dy}{dx}$	$\frac{dy}{dx} = \frac{pb(l^2 - b^2 - 3x^2)}{6EI}$ (між точкою A точкою c); $\frac{dy}{dx} = \frac{pa}{6EI} [3(l-x)^2 + b^2 - 2lb]$ (між точками c і B). В точці c $\left(\frac{dy}{dx}\right)_c = \frac{pab(b-a)}{3EI}$	$\frac{dy}{dx} = \frac{M_0}{6EI} \left[-\left(6a - \frac{3a^2}{l} - 2l\right) + \frac{3x^2}{l} \right]$ (між точкою A точкою c); $\frac{dy}{dx} = \frac{M_0}{6EI} \left[\frac{3x^2}{l} - 6x + 2l + \frac{3a^2}{l} \right]$ (між точками c і B). В точці c $\left(\frac{dy}{dx}\right)_c = \frac{M_0}{3EI} \left[-a + \frac{a^2}{l} + \frac{l}{3} \right]$
$f = y$	$y = \frac{pbx}{6EI} [2l(l-x) - b^2 - (l-x)^2]$ ((між точкою A точкою c); $y = \frac{pa(l-x)}{6EI} [2lb - b^2 - (l-x)^2]$ (між точками c і B). В точці c $y_c = \frac{pa^2b^2}{3EI}$	$y = \frac{M_0}{6EI} \left[-\left(6a - \frac{3a^2}{l} - 2l\right)x + \frac{x^3}{l} \right]$ (між точкою A точкою c); $y = \frac{M_0}{6EI} \left[\frac{x^3}{l} - 3x^2 + \left(2l + \frac{3a^2}{l}\right)x - 3a^2 \right]$ (між точками c і B). В точці c $y_c = \frac{M_0a}{3EI} \left(-3a + \frac{2a^2}{l} + l \right).$

Таблиця 2.8 — Зразок таблиці реакцій

Опора	Реакції	Передачі				
		I	II	III	IV	V
A	$F_{Aверт}$					
	$F_{Aгор}$					
	F_{Ar}					
	F_{Aa}					
B	$F_{Bверт}$					
	$F_{Bгор}$					
	F_{Br}					
	F_{Ba}					

Таблиця 2.9 — Відносна тривалість використання передач

Передача	Тип коробки передач		
	триступенева	чотириступенева	п'ятиступенева
I	0,02	0,05	0,05
II	0,05	0,10	0,10
III	0,93	0,15	0,15
IV		0,70	0,30
V			0,4

Для заднього підшипника вторинного вала $n_i = \frac{n_{cep}}{i_i}$. Для переднього підшипника вторинного вала $n'_i = n_{cep} - n_i$. Для проміжного вала

$$n_i = \frac{n_{cep}}{i_i}, \quad n_{cep} = \frac{V_{cep} i_0 i_d}{0,377 r_k},$$

$$n_{екв} = \alpha_1 n_1 + \alpha_2 n_2 + \dots + \alpha_i n_i,$$

де i_i , i_d , i_0 , i_{n3} — передатні відношення коробки передач, додаткової коробки, головної передачі і пари постійного зачеплення коробки передач; V_{cep} — середня швидкість руху автомобіля ($V_{cep} = 35$ км/год для вантажних автомобілів і міських автобусів, $V_{cep} = 50$ км/год для легкових автомобілів і міжміських автобусів). При цьому

$$R_{ni} = (Vx F_{ri} + y F_{ai}) k_\delta k_T \text{ при } F_{ai}/V F_{ri} > e,$$

$$R_{ni} = V F_{ri} k_\delta k_T \text{ при } F_{ai}/V F_{ri} \leq e,$$

для однорядних радіальних і радіально-упорних кулькових та роликових підшипників; де F_{ri} і F_{ai} — радіальне і осьове навантаження на кожній передачі.

При визначенні осьових навантажень необхідно враховувати осьові складові від радіальних навантажень, які для радіально-упорних кулькових підшипників рівні eF_{ri} , а для конічних роликів підшипників $0,83eF_{ri}$ (x, y — коефіцієнти радіального і осьового навантаження; e — табличний коефіцієнт); V — коефіцієнт, що враховує яке кільце підшипника обертається ($V = 1$ якщо обертається внутрішнє кільце, $V=1,20$ якщо обертається зовнішнє кільце); k_{β} — коефіцієнт безпеки — для коробок передач $k_{\beta} = 1,1 \dots 1,3$; h — довговічність підшипника в годинах, що залежить від міжремонтного пробігу S автомобіля, який складає: для легкових малолітражних автомобілів 100000 км, для решти легкових автомобілів і вантажівок 160000 км, для автобусів — 200000 км, $h = S/V_{сер}$.

Зусилля синхронізації, прикладене вздовж осі синхронізатора, визначається за формулою

$$P_c = \frac{I_c (\omega_m - \omega_k) \sin \alpha}{\mu r_{сер} t_c},$$

де I_c — момент інерції веденого диска зчеплення та пов'язаних з ним мас. Орієнтовно $I_c = 2 \cdot 10^{-6} G_a \text{ Нм} \cdot \text{с}^2$; ω_m і ω_k — кутові швидкості синхронізованих деталей $\omega_m - \omega_k = 0,2\pi n_N / 30$; α — половина кута конуса тертя; $r_{сер}$ — середній радіус конуса тертя; $\mu = 0,1$ — коефіцієнт тертя синхронізованих поверхонь; $t_c = 1 \text{ с}$ — період синхронізації.

За отриманим зусиллям визначають тиск на поверхнях синхронізації P і зусилля на важелі перемикання передач P_{β} :

$$P = \frac{P_c}{2\pi r_{сер} b \sin \alpha}, \quad P_{\beta} = P / i_{np}$$

де b — довжина твірної конуса, i_{np} — передатне відношення привода. Допустимий питомий тиск становить $0,1 \dots 0,3 \text{ МПа}$.

Довговічність синхронізатора визначається питомою роботою буксування в процесі синхронізації

$$q = \frac{I_c (\omega_m^2 - \omega_k^2)}{4\pi r_{сер} b},$$

де $\omega_m^2 - \omega_k^2 = 0,00022\pi^2 n_N^2$; n_N — частота обертання вала двигуна при максимальній потужності. Допустиме значення питомої роботи становить $0,05 \dots 0,06 \text{ МПа}$.

Умова неможливості вмикання шестерень до повного вирівнювання їх кутових швидкостей визначається з виразу

$$\text{tg} \beta \leq \frac{\mu}{\sin \alpha} \frac{r_{сер}}{r'_{сер}},$$

де β — кут нахилу блокувальних поверхонь; $r'_{сер}$ — середній радіус поверхонь, що запобігають вмиканню.

У випадку, коли нерівність не виконується, необхідно шляхом зміни кутів конуса тертя або нахилу блокувальних поверхонь змінити параметри синхронізатора і забезпечити його безвідмовну роботу. Блокувальні пристрої синхронізаторів можуть мати різну конструкцію, рис. 2.4.

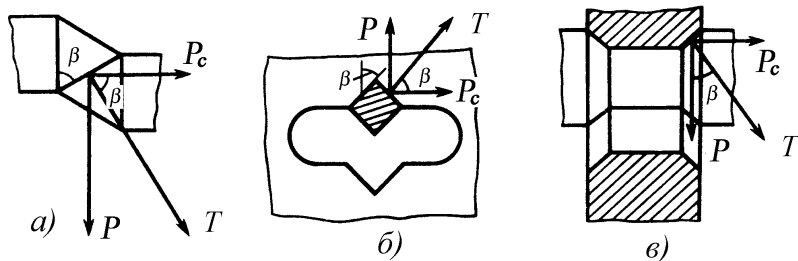


Рисунок 2.3. Конструкції блокувальних пристроїв синхронізаторів автомобілів “Москвич” і ГАЗ (а), МАЗ (б), ЗІЛ (в).

Література

1. Дымщиц М. И. Коробки передач. — М.: Машгиз, 1960.

3 — КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ

3.1 — Питання, що розв'язуються при виконанні проекту

1. Дати означення карданної передачі, окреслити вимоги що ставляться до неї, і навести класифікацію.
2. Вибрати і обґрунтувати схему передачі (тип і кількість карданних шарнірів, валів, проміжних опор тощо).
3. Вибрати основні розміри карданних шарнірів, обґрунтувати прийнятну конструкцію з'єднання вилки з шипами хрестовини.
4. Вибрати і обґрунтувати матеріали, з яких доцільно виготовляти найбільш відповідальні деталі.
5. Визначити найбільші і розрахункові навантаження.
6. Розрахувати шип хрестовини на згин і зріз, перевірити параметри, що визначають довговічність карданного шарніра.
7. Розрахувати карданний вал на міцність і жорсткість, шліцьові з'єднання на зріз і зминання, а також перевірити міцність вилок кардана.
8. Перевірити карданну передачу на критичні і резонансні частоти обертання та вирішити питання про доречність проміжної опори.
9. Накреслити складальні кресленики карданного вала, проміжної опори (за її наявності), а також робочі кресленики хрестовини, вилки та інших деталей.

3.2 — Методичні вказівки і довідкові дані

Вихідним навантаженням для розрахунку на міцність є найбільший обер-тальний момент, що передається карданним валом

$$T_k = \frac{T_{e \max} i_m}{\cos \alpha},$$

де i_m — найбільше загальне передатне відношення між двигуном і карданною передачею, що розраховується; α — кут між валами, що з'єднані ведучим карданним шарніром.

Передача обертального моменту майже завжди супроводжується ковзанням шліцьового з'єднання кардана внаслідок переміщення ведучого моста з причини деформації ресор. Сила тертя, що виникає, створює осьове навантаження на вал і хрестовини. Для одного шипа

$$T = \frac{T_k f}{2r_{cep}},$$

де r_{cep} — середній діаметр шліцьового з'єднання; f — коефіцієнт тертя в шліцах, який приймається рівним 0,1...0,2.

При розрахунках шипа хрестовини на згин передбачається, що момент передається коловими силами P_1 , які прикладені до кінців шипів, а при розрахунку на зріз — відповідно коловими силами P_2 , які прикладені біля основи шипів. Тоді напруження згину визначатиметься за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{l\sqrt{P_1^2 + T^2}}{0,1d^3},$$

а напруження зрізу — за формулою

$$\tau = \frac{4\sqrt{P_2^2 + T^2}}{\pi d^2},$$

де l — довжина шипів хрестовини; d — діаметр шипів.

Для хрестовин, які виготовлені з маловуглецевих легованих сталей типу 20Х3 чи 18ХГТ, допустимі напруження становлять $[\sigma_{зг}] = 350$ МПа, а $[\tau] = 170$ МПа.

Довговічність передачі визначається, головним чином, зносостійкістю шипів хрестовини, важливим показником якої є середній тиск на шип, що визначається за формулою

$$q = \frac{\sqrt{P_p^2 + T_p^2}}{ld}.$$

Цей тиск не повинен перевищувати 8 МПа для вантажних автомобілів і 6 МПа для легкових автомобілів.

В останній формулі P_p і T_p — розрахункові колова і осьова сили, які визначаються з урахуванням того, що вал пересічно передає не найбільший обертальний момент T_k , а розрахунковий момент трансмісії $T_{тр.розр}$. При $G_a / T_{емах} [\text{Н/Н}\cdot\text{см}] > 3,3$ $T_{тр.розр} = T_{емах}$, а якщо ця умова не виконується, він вибирається за наведеним на рис.2.2 графіком. Точкою прикладення сил P_p вважається середина довжини шипів.

Працездатність голчатих підшипників кардана перевіряється шляхом порівняння геометричної суми сил P_p і T_p з допустимим навантаженням на підшипник

$$P_{дон} = 790 \frac{il_n \delta}{\sqrt[3]{n_n}},$$

де i — кількість голок (роликів); l_n — робоча довжина голки, см; δ — діаметр голок, см; n_n — частота обертання шипа відносно вушка вилки кардана, яка призначається залежно від n_m при середньому передатному відношенні трансмісії:

$$n_n = \frac{100n_m \lg \alpha}{(\alpha_1 i_1 + \alpha_2 i_2 + \dots + \alpha_k i_k) i_\delta}$$

де α_i — процент тривалості використання відповідних передач в коробці (див. табл. 2.9); i_δ — передатне відношення додаткової коробки (при її розташуванні перед карданним валом).

При розрахунку на міцність карданного вала розглядаються його окремі ділянки з незмінним вздовж його осі перерізом. Для кожної ділянки визначаються напруження розтягу σ_i , кручення τ_i , а також результуючі σ_{pi} :

$$\sigma_i = \frac{T}{S_i}, \quad \tau_i = \frac{T_k}{W_{pi}},$$

$$\sigma_{pi} = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2},$$

де S_i — площа відповідного перерізу, W_{pi} — полярний момент опору перерізу.

Жорсткість перевіряється шляхом визначення кутів закручування вала при передачі найбільшого моменту T_k . Результуючі напруження не повинні перевищувати 250 МПа, а суми кутів закручування окремих ділянок — 7...8° (не враховуючи деформації вилок).

Розрахунок шліцьового з'єднання проводиться звичайним способом, проте, враховуючи недостатні умови машинності і неперервну рухливість з'єднання, приймають $[\tau_{сер}] = 30$ МПа, $[\sigma_{зм}] = 65$ МПа.

Вушко вилки кардана перевіряють на одночасну дію згину і кручення від сил P_1 і T . Плечі обертового і згинального моментів визначаються шляхом викреслювання розрахункової схеми. Осьовий W_o і полярний W_p моменти опору овального перерізу вушка вилки при товщині стебла b і висоті його перерізу h визначається за формулами:

$$W_o = \frac{bh^2}{10}, \quad W_p = \frac{hb^2}{5}.$$

Окрім кручення від обертового моменту, що передається до головної передачі, карданний вал зазнає згину від дії власної ваги і відцентрових сил, що виникають при його обертанні. Вал згинається, збільшуючи ексцентриситет центра мас, що, в свою чергу, породжує додаткову відцентрову силу. При так званій критичній частоті обертання

$$n_{кр} = 10,5 \cdot 10^6 \frac{\sqrt{D_3^2 + D_6^2}}{\sum L_{кр}}, \text{ хв.}^{-1},$$

вал руйнується; тут D_3 і D_6 — зовнішній та внутрішній діаметр труби, см; $\sum L_{кр}$ — сума дійсної довжини трубчастої частини вала і зведених довжин суцільних ділянок $L_{кри}$ (без вилок), см.

Зведена довжина суцільної ділянки вала діаметром d_{ci} і довжиною L_{ci} визначається за формулою

$$L_{кри} = L_{ci} \sqrt{\frac{\sqrt{D_3^2 + D_6^2}}{d_{ci}}}.$$

З іншого боку, кінематика кардана нерівних кутових швидкостей зумовлює чотирикратну зміну знака кутового прискорення карданного вала за один оберт. Знакозмінні навантаження, які при цьому виникають, призводять до кутових коливань. Частота обертання n_p , за якої настає резонанс, визначається за формулою

$$n_p = \frac{75,5 \cdot 10^4}{\sum L_p (D_3 + D_6)} \sqrt{D_3^2 + D_6^2}, \text{ хв.}^{-1}.$$

В цьому випадку зведена довжина суцільних ділянок визначається за формулою

$$L_{pi} = L_{ci} \frac{\sqrt{D_3^2 + D_6^2}}{D_3 + D_6}.$$

Ділянки вала, що представляють собою вилки кардана, мають високу кутову жорсткість і тому їх довжини у величину $\sum L_p$ не входять. Відповідність карданного вала, що проектується, заданому автомобілю оцінюється відповідними коефіцієнтами запасу, які повинні бути більші за одиницю:

$$K_{kp} = \frac{n_{kp}}{n_v}; \quad K_p = \frac{n_p}{n_v},$$

де n_v — частота обертання карданного вала, що відповідає найбільшій швидкості руху автомобіля.

Література

1. Малаховский Я.Э., Лапин А.А., Веденеев Н.К. Карданные передачи. — М.: Машгиз, 1962.
2. Лысов М.И. Карданные механизмы. — М.: Машгиз, 1945.

4 — ВЕДУЧИ МОСТИ

4.1 — Питання, що розв'язуються в ході виконання проекту

1. Загальні питання: функціональне призначення, вимоги, класифікаційні ознаки і особливості робочих функцій вузлів ведучого моста.
2. Вибір загальної схеми ведучого моста, а також обґрунтування і аналіз основних конструктивних рішень.
3. Проектний розрахунок головної передачі і півосей.
4. Перевірний розрахунок диференціала і балки моста.
5. Виконання складального кресленика редуктора моста (на аркуші формату А1), колеса (формат А3), робочих креслеників деталей (формат А3).

4.2 — Методичні вказівки і довідкові дані

Конструкції головної передачі розрізняють в першу чергу: за компоновкою — центральні у ведучому мості, розосереджені — з додатковими бортовими чи колісними передачами, або об'єднані — в одному блоці з коробкою передач; за типом передачі — ланцюгові, черв'ячні або зубчаті з тим чи іншим типом зачеплення; за числом пар зачеплення — одинарні або подвійні, центральні або рознесені.

Найважливішими складовими процесу проектування головної передачі є:

- вибір основних вихідних параметрів шестерень (довжини твірної ділильного конуса, числа зубців, модуля, кута нахилу зубців тощо);
- визначення зусиль, що діють в зачепленні, і розрахунок шестерень на міцність і витривалість;
- проведення уточненого розрахунку вала ведучої шестерні головної передачі;
- обґрунтування способу монтажу підшипників з урахуванням можливості їх мащення, підвищення жорсткості головної передачі, експлуатаційної і виробничої технологічності тощо;
- розрахунок підшипників головної передачі.

Довжину твірної ділильного конуса L можна вибрати, керуючись рис.4.1, де i_p — найбільше передатне відношення роздатної коробки. Якщо значення найбільшого статичного моменту відповідає умові $T_{\text{max}} \cdot i_1 \cdot i_p \geq 1800 \dots 1850$ Нм, а передатне відношення головної передачі — умові $i_0 > 5,2 \dots 5,4$, то є сенс вдатися до використання подвійної головної передачі (крива 2 на рис.4.1), а в іншому разі — одинарної (крива 1).

Вибір кількості зубців ведучої z_1 і веденої z_2 конічних шестерень здійснюється, виходячи з потреби забезпечити задане передатне відношення головної передачі i_0 та з результатів аналізу існуючих конструкцій. Для конічних передач з круговим (спіральним) зубом, що в даний час найчастіше застосовуються, $z_1 = 5 \dots 9$; напрям спіралі — завжди лівий, щоб уникнути можливості заклинювання при передньому ході автомобіля. Для кращого припрацьовування зубчатих пар бажано не призначати z_1 і z_2 кратними. Основний принцип регулювання — зміщення вершин конусів.

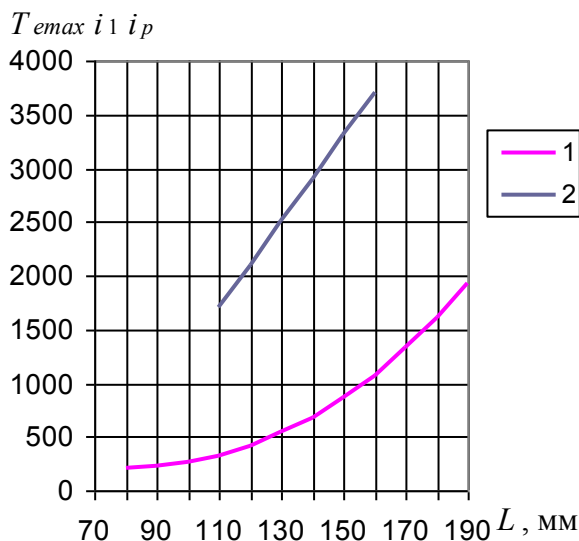


Рисунок 4.1 — Графіки для вибору довжини твірної початкового конуса.

Принциповою особливістю гіпоїдних передач є те, що початкові поверхні шестерень — поверхні гіперолоїдів обертання; отже осі шестерень перехрещуються, а не перетинаються (існує так зване гіпоїдне зміщення E , яке може бути як верхнім — прохідні мости багатотонних автомобілів, так і нижнім — пересічно легкові автомобілі). На відміну від звичайної конічної передачі кути нахилу зубців ведучої β_1 і веденої β_2 шестерень гіпоїдної передачі не однакові — $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1,3 \dots 1,5$

(більші значення — для легкових автомобілів).

Інші рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів головних передач зведено в табл. 4.1.

Нормальний модуль визначається за формулою

$$m_n = \frac{L \cos \beta}{0,5 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}.$$

У подвійних головних передачах, які містять конічну (гіпоїдну) і циліндричну передачі, нахил зубців косозубої циліндричної пари повинен забезпечувати врівноваження осьової сили веденої конічної шестерні при русі вперед. Центральна подвійна передача з прохідним валом для багатотонних автомобілів може виконуватись за двома схемами: з конічною (ЗІЛ-131, КамАЗ) чи циліндричною (АМС) парою на вході. Роздільна подвійна головна передача виконується за двома схемами: з простим (Ікарус) чи планетарним (МАЗ) колісним редуктором.

Таблиця 4.1 — Значення основних параметрів головних передач автомобілів

Параметр	Умовне позначення	Автомобілі		Примітка
		вантажні	легкові	
Співвідношення між кількістю зубців ведучої шестерні і кутом нахилу витків гвинтової лінії	z_1/β	5/42°...45° 6/35°...40°	8...9/40°...45° 10/40°	Осі шестерень перетинаються в одній точці
		13/50°	14...15/50°	Наявне гіпоїдне зміщення осей
Зміщення осей при гіпоїдному зачепленні	E	$\approx 0,25 r_2$	$\approx 0,4 r_2$	$r_2 = \frac{z_2 m}{2 \cos \beta}$
Довжина зубця ведучої кінчної шестерні	b_1	(0,3...0,4)L	(0,25...0,3)L	
Довжина зубця веденої кінчної шестерні	b_2	$b_2 = b_1 - (3...4)$, мм		
Кут зачеплення	α	20°	14°, 16°, 17°, 30°	

Сили, що діють в зачепленні, визначаються, виходячи із значення розрахункового моменту в трансмісії $T_{тр.розр}$. Якщо мве місце співвідношення $G_a/T_{ерозр} < 3,3$, то значення $T_{тр.розр}$ визначається за рис.2.2 як частка від $T_{емах}$. В іншому разі слід приймати $T_{тр.розр} = T_{емах}$.

Основні формули для визначення сил, що діють в зачепленні, і необхідних для цього геометричних параметрів, наведені в табл. 4.2.

Для кінчної передачі $Q_1 = R_2$ і $R_1 = Q_2$ (індекс “1” відповідає параметрам ведучої шестерні, а індекс “2” — веденої). Для гіпоїдної передачі необхідно визначити не три, а шість сил, оскільки $\beta_1 \neq \beta_2$. При цьому

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}.$$

В табл. 4.3 наведено основні формули, які рекомендуються для визначення напружень, а також необхідних геометричних параметрів.

При цьому коефіцієнт динамічності k_d призначається в межах 1,2...1,5; він тим більший, чим вища жорсткість трансмісії автомобіля. Коефіцієнт форми зубця Y визначається за методикою, яка викладена в розділі “Коробки передач”, але для еквівалентної кількості зубців.

Таблиця 4.2 — Формули розрахунку зусиль в зачепленні шестірень

Параметр	Позначення	Формула
Колова сила	P_1	$T_{тр.розр} / r_{сер}$
Осьова сила	Q_1	$\frac{P_1}{\cos\beta} (\operatorname{tg}\alpha \sin\delta + \sin\beta \cos\delta)$
Радіальна сила	R_1	$\frac{P_1}{\cos\beta} (\operatorname{tg}\alpha \cos\delta - \sin\beta \sin\delta)$
Радіус середньої точки зубця	$r_{сер}$	$\frac{z_1 m_n}{2 \cos\beta} \cdot \frac{L - 0,5b}{L}$
Половина кута при вершині початкового конуса	δ	$\operatorname{tg}\delta = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_0}$

Таблиця 4.3 — Формули для розрахунку шестерень на міцність і витривалість

Параметр	Позначення	Формула
Напруження згину	$\sigma_{зе}$	$\frac{T_{e \max} i_1 i_p k_\delta}{y b t_s r_{сер} \left(1 - \frac{b}{2r} \sin\delta\right)^2}$
Напруження зми- нання	$\sigma_{зм}$	$0,418 \sqrt{\frac{P_1 E}{b \cos\alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}$
Еквівалентна кіль- кість зубців	z_e	$\frac{z}{\cos^3\beta \cos\delta}$
Торцевий крок по основі початкового конуса	t_s	$\pi m_n \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}$
Радіус кривизни по- верхні зубця	ρ	$\frac{r_{сер} \sin\alpha}{\cos^2\beta \cos\delta}$

Шестірні пересічно виготовляють зі сталей 20ХНЗА (МАЗ), 20ХНМ (ГАЗ), 30ХГТ (ЗІЛ). Відповідні цим матеріалам допустимі напруження згинання і зминання становлять: $[\sigma_{зг}] = 800 \dots 1000$ МПа, $[\sigma_{зм}] = 1500 \dots 2000$ МПа.

Подальшим етапом проектування є уточнений розрахунок вала ведучої шестерні головної передачі, для цього необхідно визначити величини запасів міцності. Необхідні розрахункові формули зведено в табл. 4.4. В цих формулах: τ_T — границя текучості при зсуві, для сталі 20ХНМ, наприклад, $\tau_T = 665$ МПа; σ_T — границя текучості при розтягу (для сталі 20ХНМ — $\sigma_T = 950$ МПа); τ_p — розрахункове дотичне напруження; d — діаметр вала; σ_{-1} — границя витривалості зразка матеріалу, з якого виготовлено вал (для сталі 20ХНМ — $\sigma_{-1} = 500$ МПа); ε_n — коефіцієнт врахування якості обробки поверхні вала, значення якого коливається в межах $0,75 \dots 0,8$; β — масштабний коефіцієнт, який інтерполюється з урахуванням того, що із зменшенням діаметра вала від 60 до 30 мм значення β збільшується від 0,56 до 0,7; k_σ — коефіцієнт концентрації напружень в місці переходу від вала до шестерні (при радіусі галтелі $1,5 \dots 2$ мм, наприклад, $k_\sigma = 2,0 \dots 2,5$).

Таблиця 4.4 — Формули для оцінки запасу міцності

Параметр	Позначення	Формула
Коефіцієнт запасу міцності при крученні	n_τ	$n_\tau = \frac{\tau_1}{\tau_p} = \frac{0,76\sigma_T 0,2d^3}{T_{тр.розр}}$
Коефіцієнт запасу міцності при згині	n_σ	$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_n\beta}{k_\sigma\sigma_{розр}} = \frac{0,1d^3\sigma_{-1}\varepsilon_n\beta}{k_\sigma T_{u\max}}$
Загальний коефіцієнт запасу міцності	n	$n = \frac{n_\tau n_\sigma}{\sqrt{n_\tau^2 + n_\sigma^2}}$

Для розрахунку підшипників необхідно накреслити в аксонометрії розрахункові схеми ведучого, веденого, а при подвійній головній передачі також і проміжного валів. Реакції радіальні (в горизонтальній і вертикальній площинах, а також сумарні) та осьові визначаються через сили P , Q і R , які отримані з використанням формул з табл. 4.2 за величиною $T_{тр.розр}$, і зводяться в таблицю.

Осьові складові, що виникають від радіальних навантажень, які діють на радіально-упорні підшипники, і зведені навантаження R_n на підшипники визначаються за методикою, яка викладена в розділі 2 лише з тією різницею, що для ведучих мостів коефіцієнт безпеки береться рівним $k_\sigma = 1,3 \dots 1,5$.

Підшипник вибирається за динамічною вантажністю

$$C = R_n \left(60n_{сеп} h 10^{-6} \right)^{1/P}.$$

Середня частота обертання $n_{сер}$ визначається за середньою швидкістю руху автомобіля $V_{сер}$ з урахуванням передатного відношення частини трансмісії від вала, підшипник якого розраховується, до ведучих коліс, на підставі методики, що викладена знову ж таки в розділі 2.

При виборі типорозмірів і способів монтажу підшипників слід керуватися вимогами безшумності роботи, які визначають, в свою чергу, надійність і зносостійкість головної передачі. Зокрема, можливі зміщення шестерень при передачі обертального момента повинні бути мінімальними. Для жорсткого встановлення ведучої конічної шестерні застосовуються головним чином роликові конічні підшипники з так званим кутом конуса $26^\circ \dots 27^\circ$, які добре сприймають осьове і радіальне навантаження. При наявності додаткової опори (роль якої відіграє підшипник з циліндричними роликами) застосовують конічні підшипники з кутом конуса до 40° , які добре сприймають тільки осьові навантаження (додаткова опора дозволяє зменшити кутовий прогин в 30...40 разів порівняно з випадком консольного монтажу ведучої шестерні). У мостах легкових автомобілів деколи застосовують спеціальні дворядні підшипники, які добре сприймають осьові сили. Ведена конічна шестірня встановлюється, як правило, на двох конічних підшипниках. Для збільшення жорсткості встановлення шестерень необхідно передбачити можливість попереднього осьового натягу підшипників. У пояснювальній записці до проекту необхідно також звернути особливу увагу на напрям вершин конусів радіально-упорних підшипників і на забезпечення циркуляційного їх мащення з урахуванням насосної дії роликових конічних підшипників.

Більш детально питання монтажу підшипників, визначення необхідного натягу і оцінки працездатності розкрито в [1 — 3]. Особливості розрахунку реакцій на опори у випадку подвійної головної передачі викладено в [3, 4].

Диференціали, в першу чергу, розрізняють за розташуванням в трансмісії — міжколісний, міжвісний або міжбортовий, за розподілом обертальних моментів — з примусовим блокуванням чи самоблокувальні (серед останніх вирізняють пульсуючі, обгінні або підвищеного тертя).

Важливим етапом проектування диференціала є перевірний розрахунок.

Автомобільний диференціал можна віднести до триланкових планетарних механізмів, рівняння кінематики яких виводяться з допомогою простого засобу — уявної зупинки водила (коробки диференціала). Ступінь впливу диференціала на експлуатаційні властивості автомобіля суттєво залежить від коефіцієнта блокування, який визначається за формулами [4, 5]

$$K_{\sigma} = \frac{T_{від} - T_{за}}{T_{від} + T_{за}} = \frac{2T_r}{T_0} \quad (K_{\sigma} = 0 \dots 1), \quad \text{або} \quad K_{\sigma}' = \frac{T_{від}}{T_{за}}; \quad (K_{\sigma}' = 1 \dots \infty),$$

де T_r — момент тертя); T_0 — момент, зведений до диференціала; $T_{за}$, $T_{від}$ — моменти на забігаючому і відстаючому вихідних валах, причому для симетричного диференціала

$$T_{за} = 0,5T_0 - T_r \quad \text{і} \quad T_{від} = 0,5T_0 + T_r.$$

Значення K_δ пересічно становлять: 0,05...0,15 — конічний неблокувальний диференціал; 0,4...0,5 — кулачковий; 0,4...0,5 — черв'ячний; 0,3...0,6 — підвищеного тертя.

У процесі дипломного проектування необхідно також дати оцінку впливу конкретного типу диференціала на паливнуощадність автомобіля, його тягові властивості та прохідність, а також стійкість і керованість [4, 5].

Для найбільш розповсюдженого типу диференціала — конічного — необхідно провести перевірний розрахунок, основні формули якого зведено в табл. 4.5. Тут L_n — довжина твірної початкового конуса; z_n — кількість зубців півосьової шестерні; q — кількість сателітів (за умовами монтажу z_n — кратне q); r — відстань від площини, яка проходить через вершину ділильного конуса, до середини довжини зуба сателіта; r_1 — відстань від площини, яка проходить через вершину ділильного конуса, до середини опорної поверхні осі в коробці диференціала; l — довжина посадочної поверхні осі в сателіті; l_1 — довжина посадочної поверхні осі в коробці диференціала; d — діаметр осі сателіта; d_1 — діаметр опорної поверхні сателіта; α — кут зачеплення ($\alpha = 20^\circ$). Значення параметрів, які щойно перелічені, визначаються на основі аналізу конструкцій диференціалів автомобілів аналогічного типу. Допустимі напруження пересічно становлять: $[\sigma_1] = [\sigma_2] = [\sigma_3] = 70$ МПа.

Матеріали, з яких доцільно виготовляти шестерні диференціала — сталі 18ХГТ, 40Х, 20ХН3А та інші. Допустимі напруження згину зубців сателітів і півосьових шестерень — $[\sigma] = 500$ МПа.

Таблиця 4.5 — Формули перевірного розрахунку диференціала

Параметр	Позначення	Формули
Модуль	m_n	$\sqrt{\frac{3(1+K_\delta)T_{e\max}i_1i_0i_p\eta_m}{[\sigma]z_nqL_n\pi(1-\lambda^2)}}$
Тиск на вісь сателіта в шестірні	σ_1	$\frac{T_{e\max}i_1i_0i_p\eta_m}{rqdl}$
Тиск на вісь сателіта в коробці	σ_2	$\frac{T_{e\max}i_1i_0i_p\eta_m}{r_1qdl_1}$
Тиск по торцю сателіта	σ_3	$\frac{4T_{e\max}i_1i_0i_p\eta_m}{rq\pi(d_1^2-d^2)}\operatorname{tg}\alpha\sin\delta$
Коефіцієнт довжини зубця	λ	$\lambda = \frac{L_n - b}{L_n}$

З особливостями кінематики і динаміки самоблокувальних кулачкових диференціалів можна ознайомитися в [4, 5]. Методика проектування міжвісних диференціалів, які встановлюються з метою усунування можливої циркуляції потужності, подібна до методики розрахунку відповідних вальних і планетарних коробок передач [4].

При розробці проекту необхідно вичерпно обґрунтувати прийнятну конструкцію привода півосями — розвантаженими, напіврозвантаженими, розвантаженими на 3/4 (при нерозрізних і некерованих мостах, рис.4.2) або карданними передачами (при незалежній підвісці чи керованих колесах).

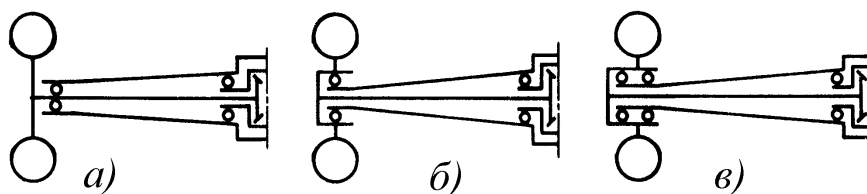


Рисунок 4.2 — Типи півосей: а — напіврозвантажена, б — на 3/4 розвантажена, в — розвантажена

В подальшому необхідно визначити навантаження, які діють на елементи привода в різних розрахункових випадках, розрахувати вали привода і їх з'єднання з півосьовими шестернями і маточинами, підібрати підшипники коліс.

Найбільші навантаження на півосях можуть виникати в таких випадках:

- 1) при передачі максимального тягового зусилля (рушання автомобіля з місця);
- 2) при екстремному гальмуванні автомобіля;
- 3) при боковому заносі автомобіля;
- 4) при ударі під час переїзду через нерівності.

Повністю розвантажені півосі та півосі, які розвантажені на $\frac{3}{4}$, передають тільки обертальний момент і тому їх необхідно розраховувати за першими двома випадками режиму навантаження, хоча завжди існує можливість появи помітних напружень згину при значних прогинах балки моста і від технологічної неспіввідповідності.

Напіврозвантажені півосі доцільно розраховувати для всіх можливих випадків екстремального навантаження. Для першого розрахункового випадку (рушанні автомобіля з місця) необхідно враховувати сумісну дію згинального T_{z_2} і обертального T_k моментів:

$$T_{z_2} = bz_2\sqrt{1 + \varphi^2}, \quad T_k = 0,5T_{e_{\max}} i_k i_p \eta_m (1 + K_\sigma),$$

де $z_2 = 0,5m_2G_2$ — вертикальна реакція дороги; m_2 — коефіцієнт перерозподілу ваги, для легкових автомобілів пересічно $m_2 = 1,2 \dots 1,35$, а для вантажних — $1,15 \dots 1,2$; b — відстань від середини зовнішнього опорного диску до вертикалі, що проходить через центр опорної площини колеса; $\varphi = 0,8$ — коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Сумісна дія згину і кручення враховується за 4-ою теорією міцності

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + 3\tau^2}.$$

В другому випадку — екстремому гальмуванні — півосі навантажуються інерційним моментом обертючих мас двигуна. Розрахунок проводиться аналогічно із заміною лише T_k на $(T_{\tau k} - T_{\phi})$, де $T_{\tau k}$ — найбільший гальмівний момент на колесі, $T_{\phi} = z_{2\tau}\phi r_k$, $z_{2\tau} = G_2 m_{2\tau}$ — реакція дороги, $m_{2\tau}$ — коефіцієнт перерозподілу мас при гальмуванні, який для легкових автомобілів становить 0,78...0,83, а для вантажних — 0,84...0,89. Не зважаючи на зниження в цьому розрахунковому випадку величини T_{3z} , навантаження на елементи привода коліс може виявитись значним.

У випадку бокового заносу на напіврозвантажену вісь з боку напрямку заносу діє згинальний момент

$$M_{3z} = 0,5G_2 \left(1 + \frac{2h_g \phi_1}{b} \right) (\phi_1 r_k - b).$$

При переїзді через нерівності згинальний момент визначається згідно виразу

$$M_{3z} = 0,5K_d G_2 b,$$

де K_d — коефіцієнт динамічності, який приймається рівним для асфальту 1,7, для ґрунтової дороги 2,0 і для бездоріжжя 4,2.

Крім того, у разі широкої колії півосі доцільно визначити відносний кут закочування півосей

$$\Theta = \frac{1800T_{\max}}{\pi d_n^4 G},$$

який не повинен перевищувати 9...15° на один метр їх довжини, де d_n — середній діаметр півосі.

Шліци розраховують на зминання і зріз, керуючись допустимими значеннями напружень, відповідно, $[\tau_{zp}] = 70$ МПа; $[\sigma_{зм}] = 200$ МПа.

Матеріали, з яких виготовляють півосі — пересічно сталі 40, 40X, 40XНМА, 35ХГСА та інші.

При використанні для приводу коліс карданних валів вони розраховуються за методикою, що викладена в розділі 3.

Підшипники коліс вибираються за статичним навантаженням $0,5G_2$ (при встановленні колеса на двох підшипниках — з урахуванням його розподілу між ними) та за частотою обертання коліс при середній швидкості руху автомобіля.

Проект повинен містити обґрунтування конструкції балки (беручи до уваги метод виготовлення окремих елементів, місце і спосіб їх з'єднання, спосіб встановлення редуктора і можливість його регулювання, зв'язок з напрямними і пружними елементами підвіски тощо).

Проведення розрахунків передбачає розробку і графічне зображення розрахункової схеми балки моста і визначення моментів опору небезпечних перерізів, оцінку розподілу мас моста і побудову епюр згинальних моментів з урахуванням інерційних сил, які зумовлені невіднесеною нерівністю моста.

Розрахункові ситуації для балки моста практично ті ж самі, що і для напіврозвантажених осей. Згинальні моменти, які діють на балку моста у вертикальній і горизонтальній площинах, визначаються для першого і другого розрахункових випадків за формулами

$$M_6 = z_2 l, \quad M_2 = M_6 \varphi,$$

де l — відстань між ресорною площадкою, для якої визначається критичне M_6 , і вертикальною площиною, що проходить через середину опорної площадки колеса.

Напруження згину у другому розрахунковому випадку є меншим (через те, що $m_{2\tau} < m_2$), але в балках кільцевого перерізу їх необхідно сумувати за однією з теорій міцності з дотичними напруженнями τ від гальмівного моменту $M_{тк}$. В балці прямокутного перерізу дотичні напруження τ необхідно сумувати з нормальними σ окремо в горизонтальній площині і окремо у вертикальній, оскільки в кутах перерізу, де сумуються найбільші нормальні напруження від згину в двох площинах, величини τ є незначними.

Для кільцевого перерізу полярний і осьовий моменти опору відповідно становлять: $W_p = 0,2D^3(1 - \alpha^4)$ і $W_x = 0,1D^3(1 - \alpha^4)$, де $\alpha = d/D$; d і D — відповідно внутрішній і зовнішній діаметр труби. Для прямокутного перерізу з зовнішніми розмірами $H \times B$ та внутрішніми $h \times b$ осьові моменти опору у вертикальній площині визначаються за формулами $W_x = (BH^3 - bh^3)/6H$, а в горизонтальній — за формулами $W_y = (HB^3 - hb^3)/6B$; формула $W_y = 0,2HB^2(1 - \alpha^4)$ визначає полярний момент опору, де $\alpha \approx \frac{h}{H} \approx \frac{b}{B}$.

Найбільші дотичні напруження $\tau_{\max} = T_\tau/W_p$ виникають за короткою віссю, а тому вони повинні сумуватися з нормальними напруженнями від згину в горизонтальній площині. За довгою віссю виникають напруження кручення

$$\tau'_{\max} = \tau_{\max} \frac{B}{H}.$$

і вони сумуються з напруженнями від згину у вертикальній площині.

При заносі і переїзді через нерівності (3-й і 4-й розрахункові випадки) методика розрахунку балки подібна до методики розрахунку півосей при заміні відстані “ B ” на “ l ” і врахуванні особливостей перерізу балки.

Отримані сумарні напруження необхідно порівняти з допустимими, які для сталевих балок становлять 500 МПа, а для балок з чавуну — 300 МПа.

Література

1. Дехтяр Б.А. Расчет гипоидных передач. Автомобильная промышленность, № 2, 3, 1960.
2. Колодий Д.К. Расчет осей автомобиля на прочность. Автомобильная промышленность, № 12, 1958.
3. Кугель Р.В. Ведущие мосты автомобиля. — М.: Машгиз, 1952.
4. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1974.
5. Нарбут А.Н. Подвижной состав автомобильного транспорта. — М.: МАДИ, 1978.

5 — СИСТЕМА КЕРМУВАННЯ

5.1 — Питання, які необхідно вирішити при виконанні проекту

1. Сформулювати вимоги, які висуваються до кермувань автомобіля, укласти їх класифікацію, обґрунтувати вибраний різновид конструкції.
2. Визначити основні геометричні параметри кермового приводу (кут нахилу і довжину бічних важелів трапеції, максимальний кут повороту зовнішнього по відношенню до центра повороту колеса) і провести його кінематичний аналіз (побудувати теоретичну і дійсну залежності між кутами повороту коліс).
3. Визначити основні оціночні параметри кермування (передатні відношення, прямий і зворотний ККД кермового механізму).
4. Визначити навантаження у вузлах кермування від дії реакції дороги на керовані колеса автомобіля.
5. Вибрати матеріали деталей кермування і розрахувати їх на міцність та довговічність.
6. Розробити складальний кресленик кермування (на аркуші формату А1), схему системи кермування (формат А1), з'єднань важелів і тяг (формат А1), робочі кресленики основних деталей кермового механізму і приводу (формат А1).

5.2 — Методичні вказівки і довідкові дані

Кінематика і динаміка автомобіля при повороті в значній мірі залежить від співвідношення між кутами повороту лівого і правого керованих коліс, яке задається параметрами кермової трапеції. Теоретична залежність між кутами повороту коліс визначається рівністю

$$\operatorname{ctg}\beta_T - \operatorname{ctg}\alpha = B'/L,$$

де α — кут повороту внутрішнього по відношенню до центра повороту колеса; β_T — теоретичний кут повороту зовнішнього керованого колеса; B' — відстань між центрами поворотних шворнів.

З метою наближення дійсного співвідношення кутів повороту коліс до теоретично необхідного правильно визначити вихідний кут нахилу бокових важелів трапеції Θ і вибрати відношення довжин бокового важеля до довжини поперечної тяги m/n (рис.5.1). В реальних конструкціях кермувань пересічно $m/n = 0,12 \dots 0,20$, а $\Theta = 60 \dots 75^\circ$, причому більші значення m/n і менше Θ відповідають повноприводним автомобілям.

Задаючись відношенням m/n , за графіком, що наведено на рис.5.2, визначають кут Θ . Далі графічно перевіряють ступінь відповідності теоретичної залежності $\beta_T = f(\alpha)$ дійсній залежності $\beta_\delta = f(\alpha)$. Для цього необхідно виконати такі операції.

Задаючись низкою значень кута α і підставляючи їх у вираз, який наведено вище, визначають низку відповідних значень β_T і будують графік $\beta_T = f(\alpha)$.

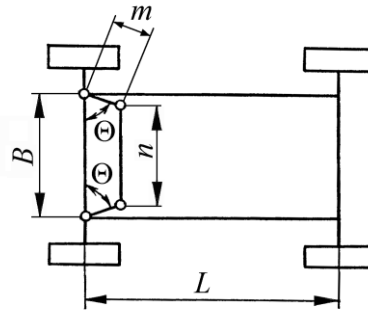


Рисунок 5.1. Схема кермової трапеції.

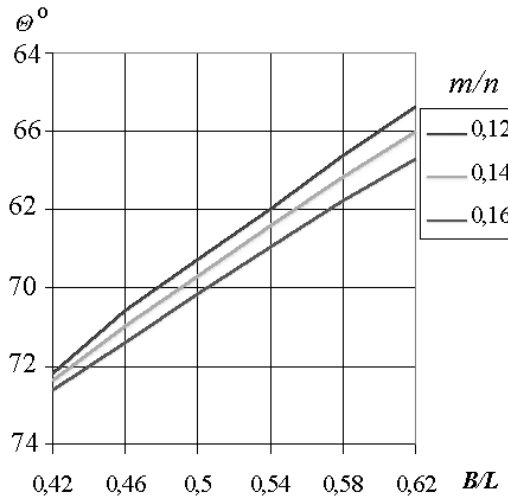


Рисунок 5.2. Графік для визначення розмірів кермової трапеції.

Далі, вдаючись до формул

$$\sin \varphi_T = \frac{m}{n} [\sin(\Theta + \beta_x) - \sin(\Theta - \alpha)] \text{ і } \cos(\Theta + \beta_o) \approx \frac{B - n \cos \varphi_T}{m} - \cos(\Theta - \alpha),$$

визначають $\sin \varphi_T$, а потім дійсні значення β_T .

Граничний кут β визначають з виразу

$$\sin \beta = \frac{L}{R_{\min}},$$

де R_{\min} — найменший радіус повороту за колією (віссю сліду) переднього зовнішнього колеса.

Передатне відношення кермового механізму (i_m) представляє собою відношення кута повороту керма (рульового колеса) до кута повороту вала кермової сошки. На вітчизняних автомобілях відповідно до ГОСТ 37.001.013-70 повинні застосовуватись кермові механізми двох типів — механізм глободний черв'як —

дво- чи тригребневий ролик або двоступеневий механізм гвинт — кулькова гайка — рейка — сектор. Величина i_m для вказаних двох типів кермових механізмів визначається за формулами, які наведені в табл. 5.1 (r_1 — початковий радіус глобоїдного черв'яка; t — крок гвинтової лінії; z_2 — кількість заходів черв'яка; r_0 — радіус початкового кола сектора). Для легкових автомобілів $i_m = 15 \dots 20$, а для вантажних і автобусів $i_m = 20 \dots 32$.

Таблиця 5.1 — Формули для визначення передатного відношення кермового механізму

Тип кермового механізму	i_m
Черв'як—ролик	$\frac{2\pi r_1}{tz_2}$
Гвинт—гайка—рейка—сектор	$\frac{2\pi r_0}{t}$

Кутове передатне відношення кермового керування i_ω характеризується відношенням кута повороту кермового колеса до середнього кута повороту керованих коліс і визначається як добуток

$$i_\omega = i_m \cdot i_n.$$

Значення i_ω повинно бути вибрано таким чином, щоб при повороті кермового колеса на $360 \dots 720^\circ$ керовані колеса відхилились від нейтрального положення на кут $35 \dots 40^\circ$.

Силowe передатне відношення i_p — це відношення сил опору повороту керованих коліс до зусилля на кервовому колесі, яке повинно бути прикладене до нього для подолання зазначених сил опору. Величина i_p визначається за формулою

$$i_p = i_\omega \frac{R}{C} \eta_n \eta_1,$$

де R — радіус кермового колеса; C — плече обкочування (перпендикуляр, який опущений з центра опорної площадки шини на продовження осі шворня); η_n — “прямий” ККД кермового механізму, що враховує втрати при передачі зусилля від кермового колеса до сошки ($\eta_n = 0,65$; “зворотний” ККД η_0 для кермових механізмів типу “черв'як—ролик” становить $0,5$, а механізмів типу “гвинт—гайка—рейка—сектор” — $0,65$); η_1 — ККД, який визначає втрати в з'єднаннях кермового приводу, $\eta_1 = 0,8 \dots 0,93$. Плече обкочування C для легкових автомобілів знаходиться в межах $30 \dots 60$ мм, а для вантажних — $60 \dots 100$ мм. Радіус кермового колеса зазвичай лежить в межах $190 \dots 275$ мм.

Розрахунок міцності рульового керування проводиться з урахуванням конструктивних особливостей кермового керування. За відсутності підсилювача розрахункове навантаження на деталі визначається за максимальним зусиллям $F_{p\max} = 500 \dots 600$ Н, що прикладене до кермового колеса. Для автомобілів, які обладнані підсилювачем, розрахункове навантаження вибирається так: якщо підсилювач вбудовано в кермовий механізм, то на всі деталі кермового механізму і деталі приводу діють одночасно зусилля і від кермового колеса, і від підсилювача; при монтуванні підсилювача в кермовій трапеції деталі кермової трапеції розраховуються за граничним зусиллям підсилювача $F_{y\max}$, а кермовий механізм і поздовжня тяга з важелями — за $F_{p\max}$.

За відсутності підсилювача максимальний момент, який передається від керма до цапфи $T_{p\max}$ визначається з виразу

$$T_{p\max} = i_{\omega} \eta_n \eta_1 F_{p\max} R. \quad (5.1)$$

$T_{p\max}$ повинен перевищувати момент, необхідний для повороту коліс T_y . Останній складається з момента опору коченню керованих коліс, момента опору при ковзанні профілю шини по опорній поверхні і моментів, що зумовлені стабілізацією керованих коліс (ними при орієнтовному розрахунку можна знехтувати). З урахуванням цього

$$T_y = G_1 (fc + 0,14\varphi r_{\kappa}) \frac{1}{\eta_1},$$

де f — коефіцієнт опору коченню коліс і коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою ($f = 0,015$; $\varphi = 0,8$).

У разі застосування підсилювача результуючий сумарний момент, який може бути переданий на цапфи коліс, визначається з виразу $T_{y\max} = T_p + T_2$, де T_2 — момент, що передається на колеса від підсилювача.

Для вбудованого підсилювача момент T_2 визначається за формулою

$$T_2 = Si_n \eta_1 r_0 P,$$

де S — площа поршня силового циліндра-гайки; P — тиск в площині циліндра; r_0 — радіус початкового кола сектора вала сошки.

Формули, що наведені нижче, стосуються розрахунку кермового керування без підсилювача. За наявності останнього необхідно внести коректування зусиль і моментів з урахуванням параметрів підсилювача та місця його встановлення в кермовому керуванні.

Кермовий вал розраховується на кручення за формулою

$$\tau = \frac{16P_{p\max} R}{\pi D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)},$$

де D і d — зовнішній і внутрішній діаметри вала.

Кермові вали виготовляють із безшовних труб зі сталей 40, 40Х.

В кервовому механізмі з глобoidним черв'яком і роликом зачеплення забезпечує зубцям високу міцність на згин. Тому при розрахунку на міцність основну увагу слід звертати на зносостійкість і контактну міцність. Оцінка в цьому випадку ведеться за напруженнями зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{Q}{S} = \frac{2F_{p\max} R t g \beta_1}{r_1 i_z \left[(\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_{1H}^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_{2H}^2 \right]},$$

де Q — осьове зусилля на черв'яку; S — площа дотику черв'яка з роликом; β_1 — кут підйому гвинтової лінії черв'яка; i_z — кількість гребенів ролика, які одночасно беруть участь в передаванні зусилля; φ_1 і φ_2 — центральні кути контактної площадки зачеплення; r_{1H} і r_{2H} — зовнішні радіуси черв'яка і ролика.

В кервовому механізмі типу гвинт—гайка—рейка—сектор розраховується напруження стиску в парі кулька — поверхня канавок за формулою

$$\sigma_c = m \sqrt[3]{\frac{4Q_1 E \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_K} \right)}{i \sin \beta_1 \cos \delta}},$$

де i — кілшкiсть кульок, що одночасно знаходяться під навантаженням в нарізці гвинта; m — коефіцієнт, який враховує кривину поверхонь, що дотикаються ($m = 0,6 \dots 0,8$); d — діаметр кульки, що циркулює; d_K — діаметр канавки гвинта (гайки); δ — кут контакту кульок ($\delta = 45 \dots 60^\circ$).

Зусилля Q_1 визначається з виразу

$$Q_1 = \frac{F_{p\max} R t g \beta_1}{r},$$

де r — радіус початкового кола гвинтової канавки гвинта; β_1 — кут підйому гвинтової лінії.

Напруження згину в зубцях сектора можна визначити за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{F_{p\max} R i_m}{r_0 Y b_2 t_2 K_\Sigma},$$

де Y — коефіцієнт форми зуба (визначається за табл. 2.1 для повної кількості зубців умовної шестерні, частиною якої є даний сектор); t_2 — крок зубців сектора; b_2 — довжина зубців сектора; K_Σ — коефіцієнт перекриття ($K_\Sigma = 1,5 \dots 1,8$).

Контактні напруження σ_k для пари рейка—сектор визначається за відомою формулою Герца-Беляєва.

Черв'яки, ролики, рейки і сектори виготовляють з цементованих сталей 12ХНЗ, 18ХГТ, 20Х, 20ХЗ або цiанованих сталей 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х, 35ХН.

Розрахунок важелів і тяг провадиться з урахуванням місця їх розташування та конструктивної форми. Типова розрахункова схема сошки наведена на рис.5.3. У небезпечному перерізі $X-X$, який розташований біля основи сошки, має місце згин на плечі q і кручення на плечі z від сили, яка прикладена до пальця. Небезпечні напруження виникають в точках a і b . Еквівалентні напруження розтягу в точці a за третьою теорією міцності становлять

$$\sigma_{ea} = \frac{T_{y \max}}{i_n l} \sqrt{\frac{q}{W_{3z}^2} + 4 \frac{z^2}{W_{kp}^2}}.$$

Напруження кручення в точці b визначається за формулою

$$\tau_b = \frac{T_{y \max} n}{l W_{kp}}.$$

Моменти опору поперечного перерізу, близького за формою до прямокутника, при згині і крученні відповідно становлять

$$W_{3z} = \frac{bh^2}{6}; \quad W_{kp} = K_1 hb^2,$$

де h і b — відповідно більша і менша сторони прямокутного перерізу; K_1 — коефіцієнт, що залежить від їх відношення (табл. 5.2).

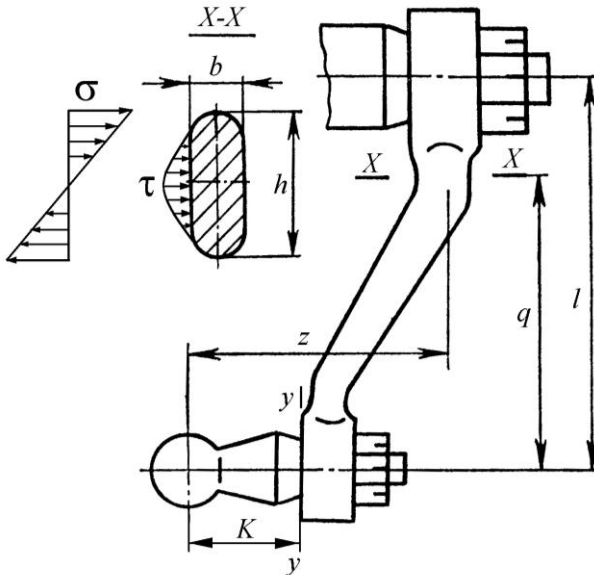


Рисунок 5.3 — Схема для розрахунку кермової сошки.

Таблиця 5.2 — Коефіцієнт K_1 для визначення полярного моменту опору

h/b	1,0	1,2	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0
K_1	1,0	0,93	0,86	0,82	0,79	0,77	0,75	0,74

Напруження згину в основі діаметра d_i сферичного пальця сошки (переріз у—рис. 5.3) визначається за формулою

$$\sigma_i = \frac{T_y K}{0,1i_n l d_n^3}.$$

Прямі повздовжні і поперечні тяги необхідно розраховувати на повздовжній згин за формулою

$$\sigma_{sp} = \frac{\pi^2 EI}{l_T^2 S},$$

де $I = \frac{\pi}{64}(D^2 - d^2)$ — осьовий момент інерції середнього перерізу тяги; l_T — довжина тяги між центрами сферичних пальців; S — площа поперечного перерізу тяги (D і d — відповідно зовнішній і внутрішній діаметри тяги).

Для розрахунку коефіцієнта запасу стійкості $n_3 = \frac{\sigma_{sp}}{\sigma_c}$ попередньо необхідно

визначити напруження стиску $\sigma_c = \frac{F_T}{S}$, де F_T — зусилля, що діє вздовж тяги. Для

повздовжньої тяги $F_T = \frac{T_{y \max}}{i_n l}$, а для поперечної тяги $F_T = \frac{0,5T_{y \max} l_p}{i_n l_p'}$ (l_p — відс-

тань від центра пальця важеля повздовжньої тяги до осі шворня; l_p' — відстань від осі повздовжньої тяги до осі шворня). Значення n_3 повинні лежати в межах 1,25...2,5.

В непрямих тягах напруження згину, що виникають, сумуються зі стискаючими, а коефіцієнти запасу визначаються за границею текучості.

Шарніри всіх важелів і тяг виготовлюють зі сталей 40, 40X і 40XH з гартуванням та відпуском, а кермові тяги — зі сталей 20, 30, 40. Кульові пальці виготовляють з цементованих сталей 12XH3, 15HM, 20XH і рідше з ціанованих сталей 35X або 35XH.

У випадку встановлення підсилювача кермового керування необхідно додатково

а) за силою $F_{p \max}$, яка визначається з виразу (5.1) при рівності $T_{p \max} = T_y$, обчислити силу F_y підсилювача за формулою

$$F_u = F_{p \max} - F,$$

де F — зусилля, що прикладене до кермового колеса при встановленому в кермовому керуванні підсилювача. Для легкових автомобілів $F = 40 \dots 70$ Н, для вантажних автомобілів середньої і великої вантажопідйомності та автобусів — $150 \dots 200$ Н; для вантажних автомобілів особливо великої вантажопідйомності — $300 \dots 400$ Н;

б) вибрати розміри силового виконавчого механізму на основі залежності

$$F_y = P_0 S i_y,$$

де P_0 — тиск, який створюється насосом і підводиться до поршня силового циліндра; i_y — передатне відношення від кермового колеса до силового циліндра; S — площа поршня силового циліндра;

в) визначити продуктивність Q гідравлічного насоса за формулою

$$Q \eta_H - \Delta Q = \frac{\pi n l_u}{30 \gamma} S,$$

де η_H — об'ємний ККД насоса гідропідсилювача ($\eta_H = 0,75 \dots 0,80$); ΔQ — втрати в золотнику ($5 \dots 10\%$); l_u — хід штока силового циліндра; γ — кут повороту кермового колеса з одного крайнього положення в інше (в радіанах); n — максимальна швидкість обертання кермового колеса водієм (90 хв^{-1}).

Обов'язковим в дипломних проектах є: розрахунок параметрів зачеплення кермових механізмів, методика якого викладена в спеціальній літературі [3], вибір і розрахунок параметрів підсилювача, а також розрахунок пристроїв, що підвищують безпеку кермових керувань, про що йдеться в основній літературі [1, 3] (див. Вступ).

Література

1. Гинцбург Л.Л. Выбор усилителя механизма рулевого управления. — Автомобильная промышленность, № 2. — 1959.
2. Гинцбург Л.Л. Расчет и выбор параметров гидравлической системы усилителя рулевого управления. — Автомобильная промышленность, № 1. — 1960.
3. Лысов М.И. Рулевое управление автомобилей. — М.: Машиностроение. — 1972.

6 — ГАЛЬМОВЕ КЕРУВАННЯ

6.1 — Питання, які необхідно вирішити при виконанні курсового проекту

1. Окреслити призначення гальмового керування автомобіля і вимоги до його конструкції; укласти класифікацію гальмових керувань.

2. Вибрати схему гальмового керування, тип приводу і тип гальмових механізмів, описати їх переваги, будову, роботу та засоби регулювання.

3. Розрахувати необхідні значення гальмівних моментів, які повинні створюватись одним переднім і одним заднім гальмовими механізмами.

4. Вибрати основні параметри гальмових механізмів і розрахувати необхідні приводні сили, які необхідно прикласти до колодок.

5. Розрахувати діаметр робочого і головного гальмових циліндрів (гідравлічний привід) або параметри гальмових камер (пневматичний привід).

6. Визначити параметри, які характеризують енергонавантаженисть гальмових механізмів.

7. Розробити графічну частину проекту:

1-й аркуш (формат А1) — кресленик гальмового механізму в двох проекціях;

2-й аркуш (формат А1) — схема гальмової системи (формат А3), з якої має бути зрозуміло принцип роботи гальмових механізмів і приводу; на решті частини аркуша подати робочі кресленики окремих деталей гальмового механізму.

6.2 — Методичні вказівки

При вивченні будови сучасного гальмового керування [1, 2] особливу увагу слід звернути на вимоги щодо наявності на автомобілі робочої, запасної, стоянкової і, в окремих випадках, допоміжної гальмових систем, а також на вимоги щодо формування окремих контурів в гальмовому приводі.

При виборі схеми гальмової системи необхідно, орієнтуючись на гальмову систему автомобіля-прототипу, передбачити можливість удосконалення її відповідно до найсучасніших вимог.

Необхідні значення гальмівних моментів на передньому $T_{тн1}$ і задньому $T_{тн2}$ колесах визначаються за формулами:

$$T_{тн1} = \beta_n \frac{Gr_g}{2g} K_j j_{\tau_{\max}},$$

$$T_{тн2} = (1 - \beta_n) \frac{Gr_g}{2g} K_j j_{\tau_{\max}},$$

де K_j — коефіцієнт запасу ефективності ($K_j = 1,15 \dots 1,25$); $j_{\tau_{\max}}$ — максимальне сповільнення, яке регламентується стандартом [1] (для вантажних автомобілів $j_{\tau_{\max}} = 5,5 \text{ м/с}^2$, для автобусів масою, більшою за 5 т, $j_{\tau_{\max}} = 6 \text{ м/с}^2$, а для решти автобусів

та легкових автомобілів — $j_{\max} = 7 \text{ м/с}^2$); β_n — номінальний коефіцієнт розподілу сумарної гальмівної сили, який визначається за формулою

$$\beta_n = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L},$$

де φ_0 — коефіцієнт зчеплення, при якому передні і задні колеса одночасно блокуються ($\varphi_0 = 0,7$ для легкових автомобілів; $\varphi_0 = 0,4$ для вантажних автомобілів і автобусів); h_g — висота центра мас автомобіля ($h_g = 600 \dots 700$ мм для легкових автомобілів і $1000 \dots 1400$ мм для вантажних автомобілів); b — відстань від задньої осі до центра мас завантаженого автомобіля,

$$b = \frac{G_1}{G} L,$$

де G_1 — передня осьова вага завантаженого автомобіля.

При виборі основних параметрів гальмових механізмів необхідно орієнтуватись на автомобіль-прототип. Розтискні сили, які діють на самопритискну P' і самовідтискну P'' колодки барабанних гальмових механізмів, можуть бути визначені за формулами, які наведені в табл. 6.1 (T'_τ і T''_τ — гальмівні моменти, які створюються відповідно самопритискною і самовідтискною колодками).

Параметри A' і A'' , що входять в ці формули, можна визначити з наступних виразів [4]:

$$A' = \eta_{mm} \frac{\mu h r_{\bar{o}}}{c' (u_1 - \mu L_1)}, \quad A'' = \eta'_{mm} \frac{\mu h r_{\bar{o}}}{c' (u_2 + \mu L_2)},$$

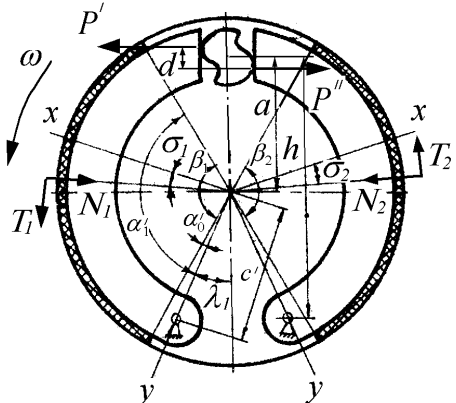
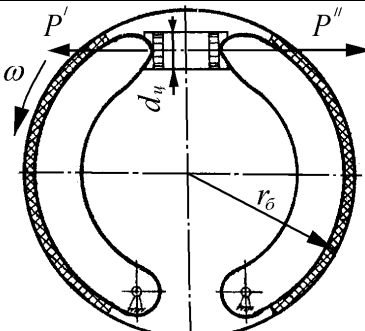
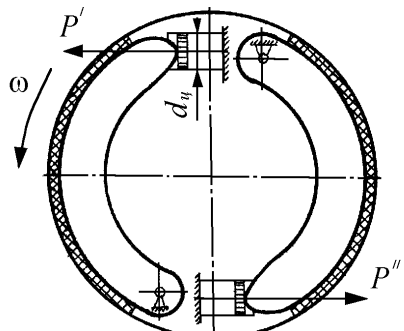
де

$$u_i = \frac{\cos \beta_i / 2}{2 \cos \sigma_i} \left(\frac{\beta_i}{\sin \beta_i} + \cos 2\sigma_i \right), \quad L_i = \frac{r_{\bar{o}}}{c'} - \cos \frac{\beta_i}{2} \sin \sigma_i.$$

В цих формулах: η'_{mm} — ККД, який враховує втрати на подолання опору відтискних пружин і на тертя в опорах колодок ($\eta'_{mm} = 0,88 \dots 0,93$); μ — коефіцієнт тертя пари накладок–барабан ($\mu = 0,35$); h — відстань від лінії дії розтискних сил до опори, м; $r_{\bar{o}}$ — радіус гальмового барабана, м; c' — відстань від центра барабана до осі опори, м; β_i — кути охоплення фрикційних накладок, рад; σ_i — кути несиметричності накладок, град; (тут $i = 1, 2$; індекс “1” відповідає самопритискній колодці, а індекс “2” — самовідтискній).

Колодки гальмових механізмів, схеми яких наведені на рис.6.1 і 6.3, мають один ступінь вільності (шарнірне кріплення). Існують також аналогічні гальмові механізми з колодками, що мають два ступені вільності (колодки, які опираються профільованим кінцем на нерухому площадку і мають можливість переміщатись відносно цієї площадки та повертатись навколо лінії контакту). Методика розрахунку цих гальмових механізмів викладена в роботі [4], проте для спрощення розрахунків допускається застосовувати для них і викладену вище методику.

Таблиця 6.1 — Схеми гальмових механізів

 <p>Рисунок 6.1 — Гальмівний механізм з фіксованим кулаком.</p>	$M_{\tau}^I = M_{\tau}^{II}; P' \neq P^{II};$ $M_{\tau}^I = A^I P';$ $M_{\tau}^{II} = A^{II} P^{II};$ $P' = \frac{M_{\tau H}}{2A^I};$ $P^{II} = \frac{M_{\tau H}}{2A^{II}}$
 <p>Рисунок 6.2 — Гальмовий механізм з однаковими приводними силами і одностороннім розташуванням опор.</p>	$M_{\tau}^I \neq M_{\tau}^{II}; P' = P^{II};$ $M_{\tau}^I = A^I P';$ $M_{\tau}^{II} = A^{II} P^{II};$ $P' = P^{II} = \frac{M_{\tau H}}{A^I + A^{II}}$
 <p>Рисунок 6.3 — Гальмовий механізм з однаковими приводними силами і рознесеними опорами.</p>	$M_{\tau}^I = M_{\tau}^{II};$ $P' = P^{II};$ $M_{\tau}^I = A^I P';$ $M_{\tau}^{II} = A^I P^{II};$ $P' = P^{II} = \frac{M_{\tau H}}{2A^I}$

Якщо на автомобілі застосовуються дискові гальмові механізми, то необхідне зусилля притискання колодки до диску визначається за формулою

$$P = \frac{T_{\tau u}}{\mu R_e i},$$

де i — кількість колодок; R_e — ефективний радіус тертя,

$$R_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2};$$

R і r — зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої поверхні тертя.

Для гальмового механізму, схема якого наведена на рис. 6.1, ефективна площа гальмової камери визначається за формулою

$$S_{ef} = \frac{(P' + P'')d}{2\eta_{\kappa} l P_{b \max}},$$

де d — плече прикладення розтискних сил, мм; η_{κ} — ККД кулачкового привода (для системи кулачок—ролик—колодка $\eta_{\kappa} = 0,75 \dots 0,8$, а для системи кулачок—колодка $\eta_{\kappa} = 0,66 \dots 0,68$); l — довжина приводного важеля кулачкового валу, мм; $P_{b \max}$ — максимальний тиск повітря в системі ($P_{b \max} = 0,65 \dots 0,70$ МПа).

Ефективна площа гальмової камери пов'язана з діаметром защемлення периметра діафрагми D_1 і діаметром центральної шайби d_1 залежністю

$$S_{ef} = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2).$$

Для гальмових механізмів з гідравлічним приводом діаметр робочого циліндра визначається за формулою

$$d_{pц} = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi P_{ж \max} \eta_{\psi}}},$$

де $P_{ж \max}$ — максимальний тиск рідини, який приймається рівним 5...8 МПа; η_{ψ} — ККД робочого циліндра ($\eta_{\psi} = 0,95 \dots 0,97$).

Діаметр головного циліндра визначається за формулою

$$d_{зц} = 2 \sqrt{\frac{i_{nn} \delta_i \sum_{i=1}^n d_{pц}^2}{K_s S_n}},$$

де i_{nn} — передатне відношення педального привода ($i_{nn} = 3 \dots 6$); δ_i — переміщення колодки в напрямі дії приводної сили (для барабанних гальм $\delta_i = 1,4 \dots 2,2$ мм, для дискових — у двічі менші); K_s — коефіцієнт, який враховує втрату частини ходу

педалі на вибір зазору головного гальмового циліндра, стискування рідини і збільшення об'єму системи внаслідок деформації ($K_s = 0,8 \dots 0,9$); S_n — повний хід гальмової педалі ($S_n = 100 \dots 120$ мм).

Для оцінки енергонавантаженості гальмових механізмів необхідно визначити питому роботу тертя L_{mp} , середній питомий тиск q_i у фрикційному контакті, підвищення температури t° барабана (диска) при одному гальмуванні автомобіля зі швидкості 30 км/год і коефіцієнт K_F , який характеризує відношення повної ваги автомобіля до сумарної площі накладок S_Σ . Робочі формули мають вигляд:

$$L_{mp} = \frac{G_a V_a^2}{254 S_\Sigma}, \quad S_\Sigma = r_\delta \sum_{i=1}^n \beta_i b_i \text{ (для барабанного гальма),}$$

де r_δ — радіус гальмового барабана (см), β_i — кут охоплення i -ої накладки (рад), b_i — ширина накладки (см), n — кількість гальмових накладок на автомобілі;

$$q_i = \frac{T_{\tau \max}^i}{\mu b r_\delta^2 \beta_i},$$

де $T_{\tau \max}^i = A_i P_{\max}^i$ — максимальний гальмівний момент, який створюється i -ою колодкою (Н·м);

$$t^\circ = \frac{1}{108500} \frac{G_a V_a^2}{z c g_\delta},$$

де z — кількість гальмових механізмів на автомобілі, c — теплоємність матеріалу барабана ($c = 0,125$ ккал/кг·град); g_δ — вага циліндричної частини барабана (Н);

$$g_\delta = 2\pi r_\delta b s \gamma,$$

де s — товщина стінки барабана (см), γ — об'ємна вага матеріалу барабана ($\gamma = 0,078$ Н/см³);

$$K_F = \frac{G_a}{F_\Sigma}.$$

Орієнтовні значення параметрів складають: $L_{mp} = 3 \dots 7$ МПа; $t^\circ \leq 15^\circ\text{C}$ при $V_a = 30$ км/год; $q \leq 2,5$ МПа; $K_F = 0,2 \dots 0,4$ МПа.

Література

1. ОСТ 37.001.016-70. Тормозные свойства автомобильного подвижного состава. — М.: Минавтопром, 1973.
2. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. — М.: Транспорт, 1978.
3. Машенко А.Ф., Розанов В.Г. Тормозные системы автотранспортных средств. — М.: Транспорт, 1972.
4. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. — М.: Машгиз, 1950.
5. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. — М.: Машиностроение, 1964.

7 — ПІДВІСКА НА ЛИСТОВИХ РЕСОРАХ І АМОРТИЗАТОРИ

7.1 — Послідовність проектування підвіски на листових ресорах

1. Опис призначення і укладання класифікації підвісок.
2. Формулювання вимог до підвісок з урахуванням особливостей заданого автомобіля.
3. Вибір статичного прогину листової ресори, виходячи з необхідної плавності ходу і компоновальних можливостей.
4. Визначення параметрів еквівалентної однолистової ресори (довжини випрямленого корінного листа, моменту інерції центрального перерізу, коефіцієнта форми і прогину).
5. Розрахунок характеристики однолистової ресори і її жорсткості, вибір матеріалу і напружень, що виникають під статичним навантаженням, оцінка металоемності однолистової ресори.
6. Визначення параметрів багатолистової ресори (ширини і кількості листів, довжин корінного і наступних листів ресори, радіусів кривини листів і радіусів вигину листової ресори, жорсткості багатолистової ресори з урахуванням довжини заробки), побудова характеристики багатолистової ресори.
7. Розрахунок на міцність багатолистової ресори за дії тягового і гальмівного моментів.
8. Обґрунтування необхідності і вибір типу амортизатора.
9. Визначення необхідних розмірів амортизатора.
10. Виконання складальних креслеників підвіски (з необхідними перерізами і виглядами) і робочих креслеників основних деталей — кронштейнів, стрем'янки, накладок тощо.

7.2 — Методичні вказівки і довідкові дані

Методика розрахунку листової ресори на міцність спирається на поняття еквівалентної балки сталого товщини, яка підлягає чистому згині [2]. Ця еквівалентна балка має однакові з проектованою ресорою довжину між центрами вушок випрямленого корінного листа L , моменти інерції I і W опору центрального перерізу (рис.7.1).

Характеристика еквівалентної ресори визначається залежністю

$$P = \frac{48fEI}{\delta L^3},$$

де f — статичний прогин ресори, що вибирається за деякою нормативною кількістю

коливань підресореної маси n_k , $f = \frac{g10^4}{n_k^2}$ (для забезпечення необхідної комфорт-

ності їзди n_k має знаходитись в межах 50...70 коливань на хвилину для легкових автомобілів і 80...120 коливань на хвилину для вантажних); P — навантаження на ресору навантаженого транспортного засобу, яке приймається рівним масі, що припадає на колесо, без урахування маси невідресорених частин і половини маси деталей, які зв'язують невідресорені частини з відресореними; I — момент інерції центрального перерізу в площині закріплення ресори;

$\delta = \frac{3}{\beta} \left[1,5 - \frac{1}{\beta} - \left(\frac{1-\beta}{\beta} \right)^2 \ln(1-\beta) \right]$ —

коефіцієнт збільшення прогину ресори, де $\beta = 1 - \frac{B_{\min}}{B_{\max}} = 1 - \frac{n_L}{n}$ — коефіцієнт форми

ресори; n_L — кількість листів, довжина яких дорівнює довжині корінного листа; n — загальна кількість листів ресори.

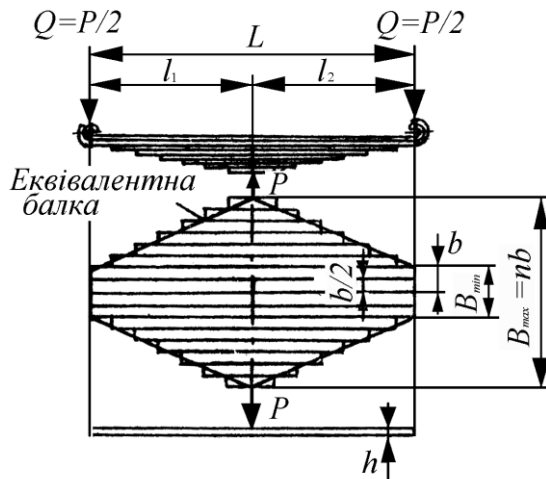


Рисунок 7.1 — Схема для розрахунку ресори.

Жорсткість і напруження симетричної ресори визначаються за формулами

$$C = \frac{P}{f} = \frac{48EI}{\delta L^3}, \quad \sigma_m = \frac{PL}{4W} = \frac{1,5PL}{nbh^2}. \quad (7.1)$$

В тих доволі рідкісних випадках, коли ресора несиметрична, тобто коли $l_1 \neq l_2 \neq L/2$, прогин і напруження можна визначити за формулами

$$f = \delta \frac{4l_1^2 l_2^2 P}{ELnbh^3}, \quad \sigma_m = \frac{6Pl_1 l_2}{2nbh^2 L}. \quad (7.2)$$

Оскільки у формулах (7.1) і (7.2) довжина ресори береться повною, то вплив вправки ресор на жорсткість і прогин можуть бути визначені з табл. 7.1.

Таблиця 7.1 — Залежність приросту жорсткості ресори від відношення довжини вправки d до загальної довжини ресори L

d/L	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$C, \%$	7,5	8,2	11	13	15

Значення теоретично необхідної маси ресори з умови накопичення потенціальної енергії під навантаженням P , визначається за формулою

$$g = \frac{\lambda Pf}{\sigma_m^2},$$

де $\lambda = \frac{0,00785E}{2} \cdot \frac{9(2-\beta)}{\delta}$ — стала, яка залежить від форми ресори.

З наведеної формули випливає, що маса ресори залежить від коефіцієнта форми, стріли прогину, статичного навантаження і напруження, зумовленого цим навантаженням, та не залежить від її довжини і ширини (при виборі довжини і ширини листа керуються низкою практичних міркувань, які наведені далі).

Зі збільшенням β зменшується коефіцієнт λ , тобто зменшується маса ресори. Меншому n_L , відповідають більше β і менше λ , тобто легша ресора. Збільшення загальної кількості листів ресори також зменшує її масу.

У тих випадках, коли необхідно збільшити товщину корінного листа або підібрати такий сумарний момент інерції ресори, що забезпечує необхідну жорсткість підвіски, використовують декілька груп листів з різною товщиною. Металоемність ресор внаслідок збільшення товщини корінного листа зростає, оскільки збільшується коефіцієнт λ . Тому доречно надавати перевагу ресорам з однаковою товщиною листів.

Ширину і кількість листів при заданому напруженні можна визначити, виходячи з необхідного момента інерції в центральному перерізі, який для симетричної і несиметричної ресор може бути визначений відповідно за формулами

$$I = \frac{\delta PL^3}{48fE}, \quad I = \frac{\delta l_1^2 l_2^2 P}{3fEL}.$$

Задаючись товщиною листів h , ширину листів вибирають із існуючого сортаменту (табл. 7.2) так, щоб дотримувалася умова $6 < b/h < 10$. Якщо ресора складається з листів однакової товщини, то кількість цих листів визначається за формулою

$$n = \frac{12I}{bh^3}.$$

В тому разі, коли товщина листів різна, необхідно підбирати кількість листів з умови

$$\frac{b}{12} (n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + \dots + n_m h_m^3) = I,$$

де n_1, n_2, \dots, n_m — кількості листів в кожній групі; h_1, h_2, \dots, h_m — товщини листів кожної групи; b — ширина листів ресори.

Таблиця 7.2 — Сортамент ресорних сталей

Ширина листів b , мм	Товщина смужок h , мм											
	5	6	6,5	7								
45	5	6	6,5	7								
55	5	6	6,5	7	7,5	8	9	10	11			
65	5	6	6,5	7	7,5	8	9	10	11	12		
75				7		8	9	10		12		
90				7		8	9	10		12	14	
100							9	10		12	14	16
120							9	10		12	14	16
150												16

Якщо отримана кількість листів відрізняється від вибраної спочатку, необхідно переглянути їх ширину b , а за відсутності такої можливості перерахувати коефіцієнти β , δ і параметри, які від них залежать.

Збільшення кількості листів, яке позитивно впливає на металоемність ресори, підвищує тертя між листами, що призводить до передачі на кузов автомобіля навантажень, менших або рівних силі тертя між листами.

В даний час спостерігається тенденція зменшення кількості листів та збільшення їх ширини і довжини з метою покращення плавності ходу. Збільшення довжини ресори, яке пов'язане з необхідністю потовщення листів, сприяє збільшенню довговічності пружного елемента при збереженні вихідної вантажопідйомності.

Довжина корінного листа може бути визначена за формулою

$$L = \sqrt{\frac{6Ehf}{\delta\sigma_m}} = \sqrt{\frac{6E}{\delta}} \sqrt{\frac{f}{\sigma_m}} \sqrt{h}.$$

Чим довша ресора, тим менші напруження в листі (за інших однакових умов). Незначна зміна довжини листа завдяки квадратичному зв'язку довжини з товщиною листа дозволяє суттєво змінити останню.

Довжину листів можна визначити в першому наближенні виходячи з того, що форма реальної ресори в плані, близька до форми трапецієподібної балки однакового опору згиніві, див. рис. 7.1.

Визначити довжини листів ресори, складеної з листів різної товщини, можна графічним методом (рис.7.2). Для цього по вертикалі відкладають куби товщини листів, а по горизонталі у верхній частині відкладають відстань від центрального болта до кінця корінного листа, а в нижній частині — від центрального болта до кінця малого листа. Вздовж прямої, що з'єднує кінці горизонталей, відповідних корінному і малому листам, визначають довжини всіх інших листів ресори.

Експериментальними дослідженнями підвісок автотранспортних засобів встановлено наближений взаємозв'язок між середнім напруженням і статичним прогином підвіски. З'ясовано, що середнє напруження залежить головним чином від статичного прогину ресори навантаженого автомобіля. Наприклад, середнє напруження σ_m у передніх підвісках вантажних автомобілів, які мають статичний прогин 50...86 мм, становить 290...400 МПа, у автобусів статичний прогин лежить в межах 80...140 мм, а $\sigma_m = 500$ МПа, у легкових автомобілів статичним прогином 200...280 мм відповідає середнє напруження 600...700 МПа.

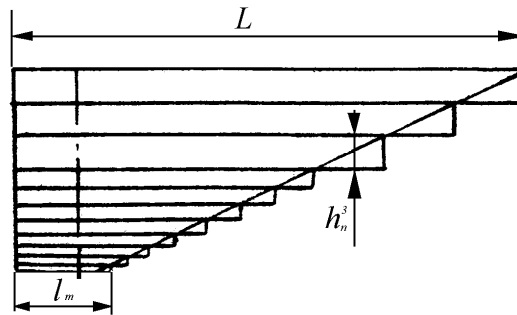


Рисунок 7.2 — Графік для визначення довжини листів ресор.

Розпочинати розрахунок ресор доречно з вибору середніх напружень при деякому попередньо визначеному з умов плавності ходу та компоновки підвіски статичному прогині, який відповідає ненавантаженому транспортному засобу, керуючись при цьому наведеними на рис.7.3 графіками і даними з табл. 7.3.

Відповідно до так званого методу однакової кривини згинальний момент від зовнішніх сил розподіляється пропорційно моментам інерції листів, причому момент інерції в кожному перерізі ресори дорівнює сумі моментів інерції листів. Максимальні напруження в m -у листі в перерізі під центровим болтом в рамках цього методу визначає вираз

$$\sigma_{m\max} = \frac{I_m M}{(I_1 + I_2 + \dots + I_n) W_m} = \frac{I_m M}{\left(\sum_{i=1}^n I_i \right) W_m},$$

в якому M — максимальний згинальний момент від навантаження, яке прикладене на кінцях ресори; I_i — момент інерції i -го листа. При однакових товщинах листів

$$\sigma_{m \max} = \frac{1,5C(f + f_g)L}{nbh^2},$$

де f_g — динамічний прогин ресори, який приймається у більшості випадків рівним статичному.

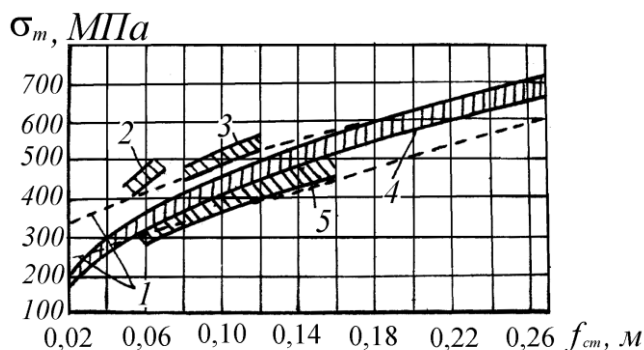


Рисунок 7.3 — Розрахункові діапазони значень середніх напружень в листах ресори: 1 — за рекомендаціями SAE; 2 — для ресор балансирних підвісок тривісних автомобілів; 4 — для ресор керованих мостів важких автомобілів; 5 — для ресор автобусних підвісок.

Таблиця 7.3 — Короткі характеристики сталей, які використовуються для виготовлення пружних елементів

Марка сталі	Рекомендований режим обробки		Норми механічних властивостей		
	Температура гартування	Температура відпуску	σ , МПа	σ_e , МПа	δ , %
65Г	830	480	800	1000	8
55С2А	870	460	1200	1300	6
60С2А	870	460	1400	1600	5
50ХГ	840	490	1100	1300	5
60С2ХА	870	420	1690	1800	5

При неякісних скосах кінців листів доречно перевірити напруження в деяких близьких до скосів перерізах.

Завдяки різній кривині листів у вільному стані при стягуванні ресори стрем'янками в ній виникають попередні монтажні напруження, причому на корінний лист діють попередні напруження, протилежні до тих, які діють на ресору під впливом зовнішнього навантаження.

Якщо відомі радіуси кривини листів у вільному стані, то (в рамках теорії однакової кривини і за припущення, що на кожен лист ресори при складанні діє чистий згин від однакових і протилежно спрямованих моментів на кінцях листів) можна визначити попередні напруження в листах зібраної ресори за формулою

$$\sigma_{ск} = \frac{EI_n}{W_n} \left(\frac{1}{R_n} - \frac{1}{R_0} \right), \quad (7.3)$$

де R_0 — радіус кривизни зібраної ресори, який дорівнює радіусу кривини всіх листів ресори; R_n — радіус кривини n -го листа у вільному стані; I_n , W_n — моменти інерції і опору n -го листа.

Для ресор з однаковою товщиною листів попередні напруження незначні і різна кривизна листів у вільному стані необхідна лише для щільного прилягання листів один до одного, яке порушується внаслідок залишкових деформацій, а також для одночасної роботи всіх листів вже при мінімальних навантаженнях. Радіус кривини зібраної ресори визначається з умови, що ресора при повному статичному навантаженні повинна бути випрямленою:

$$R_0 = \frac{L^2}{8f}.$$

Радіуси кривини листів ресор у вільному стані можна визначити, задаючись напруженнями монтажу $\sigma_{ск}$, за перетвореною формулою (7.3)

$$R_n = \frac{R_0 E h}{E h + 2 R_0 \sigma_{ск}}.$$

Складальні напруження для корінного і підкореневого листів складають приблизно $(-90) \dots (-70)$ МПа, а для решти листів, по мірі зменшення їх довжини, від 20 до 60 МПа (більш точно див. [2]).

Стрілу прогину кожного листа ресори можна визначити за формулою

$$f_n = \frac{L_n^2}{8R_n},$$

де L_n — довжина n -го листа.

Значення довжин листів L_n і параметрів їх кривизни ($\sigma_{ск}$, R_n , f_n) необхідно звести в таблицю.

Ресора окрім вертикального навантаження сприймає тягову та гальмівну силу, які передаються від коліс до рами, а також обертальні моменти, зумовлені боковими силами.

При проектуванні ресор повинен братись до уваги перерозподіл навантаження при рушанні чи гальмуванні автомобіля, при русі автомобіля кривими в плані чи на достатньо крутих підйомах-спусках дороги.

Для прикладу на рис. 7.4 наведена схема сил, що діють на несиметричну ресору при гальмуванні автомобіля.

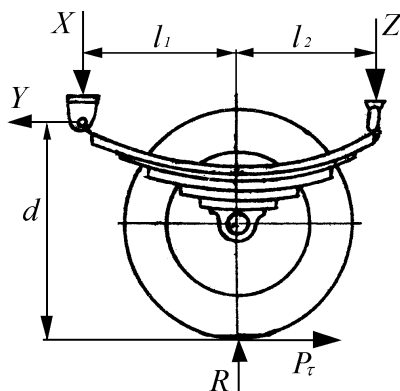


Рисунок 7.4 — Розрахункова схема ресори при гальмуванні автомобіля.

Сумарні напруження в передній частині ресори, які виникають при гальмуванні автотранспортного засобу, визначаються з рівняння

$$\sigma = \frac{m_{\tau} G_k l_1 (l_2 - \varphi d)}{(l_1 + l_2) \sum W} + \frac{m_{\tau} G_k \varphi}{bh}.$$

У задній частині ресори, завдяки рухомій опорі, друга частина рівняння, яка відбиває в собі напруження стиску, зникає:

$$\sigma = \frac{m_{\tau} G_k l_2 (l_1 + \varphi d)}{(l_1 + l_2) \sum W}.$$

Подібні формули можна навести і для випадку, коли автомобіль розганяється за дії тягової сили.

Коефіцієнти перерозподілу мас m_{τ} при гальмуванні для передньої осі приймають рівними 1,05...1,2, а для задньої — 0,8...0,95.

Розрахунок телескопічного амортизатора в першу чергу передбачає визначення потужності $N_{розр}$, яку амортизатор повинен поглинати, або роботу L , яку йому доведеться виконати за певний проміжок часу t :

$$N_{розр} = \frac{(K_g + K_c) V_{am}^2}{2}, L = 36 N_{розр} t,$$

де $K_в$, $K_с$ — коефіцієнти опору амортизатора при віддачі і стиску (коефіцієнти $K_в$ і $K_с$ для легкових автомобілів відповідно становлять 8...14 і 24...60 Н·с/см; для вантажних — 10...30 і 40...90 Н·с/см; для автобусів — 10...40 і 50...120 Н·с/см); $V_{ам}$ — розрахункова швидкість переміщення поршня амортизатора $V_{ам} = 20...30$ см/с; t — час роботи амортизатора, який приймається рівним одній годині.

При виборі значень величин $K_в$ і $K_с$ потрібно, запобігаючи втрату плавності ходу, забезпечити співвідношення

$$K_в V_{ам} < \frac{P}{g} j_в,$$

$$K_с V_{ам} < \frac{P}{g} j_с,$$

де $j_в$, $j_с$ — вертикальне прискорення підресореної маси при відбої і стиску, см/с² ($j_в \approx 100...175$ см/с²; $j_с \approx 250...400$ см/с²).

З іншого боку, максимальні зусилля

$$P_{вmax} = K_в V_{ам},$$

$$P_{сmax} = K_с V_{ам},$$

які передаються через амортизатор не повинні перевищувати 600...800 Н.

Площа зовнішньої поверхні амортизатора S визначається з умови задовільної тепловіддачі за формулою

$$S = \frac{L}{427\alpha t(T_{амmax} - T_n)},$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі, ккал/м²·год.·град ($\alpha = 50...70$ ккал/м²·год.·град); $T_{амmax}$ — максимальна допустима температура зовнішніх стінок амортизатора при його роботі на протязі однієї години. ($T_{амmax} = 120...130^\circ$ С); T_n — температура довкілля, град.

Вибираючи з конструктивних міркувань довжину амортизатора l , можна визначити його діаметр D за формулою

$$D = \sqrt{l^2 + \frac{2L}{427\pi\alpha t(T_{амmax} - T_n)}} - l.$$

Площі поперечних перерізів каліброваних отворів клапанів віддачі $f_{кл.в}$ і стиску $f_{кл.с}$ можуть бути визначені з виразів

$$f_{кл.в} = V_{ам} \sqrt{\frac{(S_n - S_{ш})^3 \gamma}{2g\mu^2 P_{оmax}}};$$

$$f_{кл.с} = V_{ам} \sqrt{\frac{S_n^3 \gamma}{2g\mu^2 P_{с\max}}},$$

де $S_n, S_{ш}$ — площі поперечних перерізів відповідно поршня і штока, см^2 ,

$$S_n \approx \frac{\pi D^2}{4},$$

$$S_{ш} \approx 0,1 S_n,$$

μ — коефіцієнт витрати ($\mu = 0,6 \dots 0,7$); γ — густина рідини ($\gamma = 9 \cdot 10^{-3} \text{ Н/см}^3$).

Література

1. Пархилловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. — М.: Машгиз, 1954.
2. Отраслевая нормаль Н8027-62. Листовые рессоры для автомобилей.
3. ГОСТ 7419-55. Сталь горячекатаная рессорно-пружинная.
4. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. — М.: Машиностроение, 1969.

Зміст

	Вступ: завдання на проектування	3
1	Зчеплення	6
2	Коробки передач	12
3	Карданні передачі	25
4	Ведучі мости	29
5	Система кермування	40
6	Гальмове керування	48
7	Підвіска на листових ресорах і амортизатори	53

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

**Експлуатаційна ефективність автомобіля:
Конструювання і розрахунок автомобіля**

методичні вказівки

до виконання курсового (дипломного) проектування
з курсу “ Експлуатаційна ефективність автомобіля” спеціальності
7.090258 “Автомобілі та автомобільне господарство

Укладачі *Петро Миколайович Гащук*
Олег Ігорович Сороківський

Редактор *Оксана Чернигевич*
Комп’ютерне складання *Галини Сукмановської*

Здано у видавництво 24.05.2002. Підписано до друку 18.06.2002.
Формат 70×100 1/16. Папір офсетний. Друк на різнографі.
Умовн. друк. арк. 4,0. Обл.-вид. арк. 3,9.
Тираж 100 прим. Зам. 28.

Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”

Поліграфічний центр Видавництва
Національного університету “Львівська політехніка”

вул. Ф.Колесси, 2, 79000, Львів



Видавництво



**Видавництво
Львівської політехніки**
тел./факс (0322) 74-01-72