

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБІЛЬНО–ДОРОЖНИЙ ІНСТИТУТ

З а т в е р д ж у ю:
директор АДІ ДонНТУ
_____ М.М. Чальцев
«___» _____ 2012 р.

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ДИСЦИПЛІНИ
«АВТОМОБІЛІ. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ»
(ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЗЧЕПЛЕННЯ
І КАРДАНОЇ ПЕРЕДАЧІ)
ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ 6.070106
«АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ»**

Укладачі: Міщенко М.І., д.т.н., проф.,
Приходченко Д.Ю., ст. викл., Супрун В.Л., ас.

«РЕКОМЕНДОВАНО»

Навчально-методична комісія
факультету

«Автомобільний транспорт»

Протокол № 2 від 16.10.2012 р.

«РЕКОМЕНДОВАНО»

Кафедра

«Автомобільний транспорт»

протокол № 1 від 3.10.2012 р.

УДК 629.113(071)

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» (проектування і розрахунок рульових керувань)/ М.І. Міщенко, Д.Ю. Приходченко, В.Л. Супрун – Горлівка: АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», 2012 – 47 с.

Включають відомості про порядок проектування автомобільних зчеплень і карданних передач, класифікації основних конструктивних схем, призначення і особливості функціонування складених їх частин, а також необхідні розрахунки основних деталей. Містять також матеріал для оформлення пояснювальної записки.

Укладачі

М.І. Міщенко, д.т.н., проф.,
Д.Ю. Приходченко, ст. викл.,
В.Л. Супрун, ас.

Відповідальний за випуск:

Міщенко М. І., д.т.н., проф.

Рецензент

Севостьянов О.І., к.т.н., доц.
каф. «Автомобільний транспорт»

© Державний вищий навчальний заклад
«Донецький національний технічний університет»
Автомобільно-дорожній інститут, 2012

ЗМІСТ

1	ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	5
2	МЕТОДИКА ВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ ПО ПРОЕКТУ «АВТОМОБІЛЬНІ ЗЧЕПЛЕННЯ»	6
2.1.	Призначення і вимоги, що пред'являються до зчеплення.....	6
2.2.	Типові конструкції фрикційних зчеплень	7
2.3.	Фрикційні матеріали, застосовувані в автомобільних зчепленнях	7
2.4.	Розрахунок фрикційного дискового зчеплення	10
2.4.1.	Визначення моменту тертя	10
2.4.2.	Визначення сили стиску фрикційних дисків.....	10
2.4.3.	Визначення числа пар поверхонь тертя.....	11
2.4.4.	Визначення ходу вимикання натискного диска.....	12
2.4.5.	Розрахунок натискних пружин.....	12
2.4.6.	Розрахунок ведучих дисків	16
2.4.7.	Розрахунок ведених дисків	17
2.4.8.	Розрахунок віджимних важелів.....	17
2.4.9.	Розрахунок демпфера	18
2.4.10.	Визначення показників зносостійкості зчеплення.....	20
2.5.	Приводи керування зчепленням.....	22
2.5.1.	Механічний привод	22
2.5.2.	Гідромеханічний привод.....	23
2.5.3.	Пневматичний привод.....	24
3	МЕТОДИКА ВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКУ ПО ПРОЕКТУ «АВТОМОБІЛЬНІ КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ»	24
3.1.	Призначення й вимоги, пропонована до карданних передач	24
3.2.	Асинхронні шарніри.....	25
3.3.	Синхронні шарніри.....	25
3.4.	Розрахунок карданних передач	25
3.4.1.	Розрахунок вилки і хрестовини кардана.....	26
3.4.2.	Розрахунок підшипника карданного шарніра на довговічність	28
3.4.3.	Розрахунок карданного вала на міцність і жорсткість	29
3.4.4.	Критичне число обертів карданного вала.....	30

1 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Пристаюючи до виконання курсового проекту, студент насамперед повинен ознайомитися із загальними даними, компоуванням, тяговими якостями й конструкцією існуючих автомобілів, аналогічних проектуваному. Лише після цього, вивчивши загальні риси розвитку автомобілів даного класу, студент приступає до тягового розрахунку. Завданням тягового розрахунку є визначення основних розрахункових параметрів двигуна й силової передачі проектуваного автомобіля з урахуванням необхідності забезпечення заданих тягових якостей. При розрахунках не слід прагнути одержати дані аналогічні існуючим конструкціям автомобілів.

У результаті виконання тягового розрахунку одержують розрахункові дані для проведення розрахунку проектуваних агрегатів або систем шасі на міцність і основні показники зносостійкості. Студент повинен ознайомитися із компоуванням (як агрегату або системи, так і їхніх приводів), показниками й конструкцією існуючих агрегатів і систем, аналогічних проектуваним. Вивчивши існуючі конструкції агрегатів і систем, студент обґрунтовано вибирає конструкцію агрегату або системи для установки їх на проектуваний автомобіль. Після цього приступає до одночасного проведення розрахунків і кресленню загальних видів і перерізів проектуваних агрегатів або систем і подальшій розробці робочих креслень декількох деталей.

Графічна частина курсового проекту виконується в повній відповідності з вимогами єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД).

В обсяг курсового проекту входять:

1. Розрахунково-пояснювальна записка.
2. Графічна частина.
3. Альбом специфікацій.

Розрахунково-пояснювальна записка складається за планом:

- титульний лист;
- зміст;
- завдання на курсовий проект;
- вступ;
- компоувальна схема автомобіля та її обґрунтування;
- тяговий розрахунок;
- зведена таблиця показників тягового розрахунку;
- схема проектуваного агрегату або системи (якщо необхідно їх приводів) і техніко-економічне обґрунтування її вибору;
- розрахунок агрегату або системи на міцність і зносостійкість;
- висновки;
- література.

Графічна частина курсового проекту складається із трьох частин (обов'язково не менш двох листів формату А1):

- «Графіків тягового розрахунку проектованого автомобіля» (виконується на міліметровому папері формату А4 й підшивається до тексту пояснювальної записки);
- складальне креслення агрегату або системи шасі.
- робочі креслення 3–5 деталей проектованого агрегату або системи. Альбом специфікації містить:
 - титульний лист;
 - аркуш специфікацій, виконуються відповідно до вимог ЄСКД.
 Альбом специфікацій підшивається до пояснювальної записки, але в об'єм пояснювальної записки не входить.

2 МЕТОДИКА ВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКІВ ПО ПРОЕКТУ «АВТОМОБІЛЬНІ ЗЧЕПЛЕННЯ»

2.1. Призначення і вимоги, що пред'являються до зчеплення.

Зчеплення автомобіля являє собою блокувальну муфту, що служить для короткочасного роз'єднання двигуна й силової передачі та плавного з'єднання їх знову, а також для запобігання їх від динамічних перевантажень, що виникають при русі автомобіля.

Зчеплення є приналежністю зубчастих не планетарних (простих) коробок передач. При наявності планетарної передачі зчеплення може бути відсутнім, хоча фрикційні елементи, що забезпечують плавність включення передач, в коробці повинні бути. Відмінність зчеплення від фрикційних елементів полягає в тому, що зчеплення обслуговує всі передачі коробки, у той час як фрикційні елементи обслуговують одну або частину передач коробки.

У сучасних автомобілях найбільше поширення одержали три типи зчеплень по способу передачі крутного моменту:

- з механічним тертям (в основному однодискові, дводискові і багатодискові) сухі або працюючі в маслі;
- гідромеханічні (широке застосування гальмується наявністю двох муфт: фрикційної й гідравлічної);
- електромагнітні (з рідким або сухим наповнювачем).

Для забезпечення нормальної роботи автомобіля до зчеплення пред'являються наступні вимоги:

- повне чисте вимикання;
- повне й плавне включення;
- мінімальні інерційні маси, пов'язані із ведучим валом коробки передач (ведені деталі зчеплення);
- гарний відвід тепла;
- зрівноваженість осьових зусиль у включеному та виключеному стані зчеплення;
- легкість обслуговування й відновлення.

2.2. Типові конструкції фрикційних зчеплень

Зчеплення (рис. 2.1) складається з наступних груп деталей:

- ведучі деталі – 1, 2, 3;
- ведені деталі – 4;
- деталі натискного пристрою – 6;
- деталі механізму вимикання – 7, 8, 9.

У сучасних автомобілях переважно поширення одержали:

- однодискові сухі зчеплення з периферійним розташуванням натискних пружин (рис. 2.2, а);
- однодискові сухі зчеплення із центральною натискною пружиною;
- однодискові сухі зчеплення з тарілчастої (диафрагменної) пружиною (рис. 2.2, б);
- дводискові сухі зчеплення з периферійним розташуванням натискних пружин (рис. 2.2, в);
- дводискові сухі зчеплення із центральною натискною пружиною;
- напіввідцентрові (рис. 2.2, г) й відцентрові зчеплення.

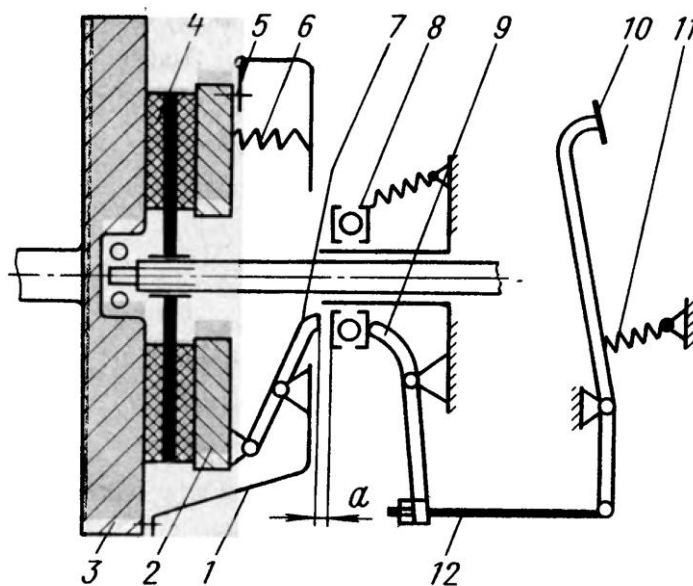


Рисунок 2.1 – Схема однодискового фрикційного зчеплення

2.3. Фрикційні матеріали, застосовувані в автомобільних зчепленнях

Працездатність зчеплення багато в чому залежить від матеріалу, з якого виконано його фрикційний елемент. Тому фрикційні матеріали повинні мати:

- високий коефіцієнт тертя, що мало змінюється по величині залежно від температури, швидкості ковзання й питомого тиску;
- високі механічні властивості й зносостійкість;
- гарну теплопровідність;

- стабільність властивостей, при високих температурах;
- плавним наростанням сили тертя, пропорційно стискаючому навантаженню.

В автомобільних зчепленнях звичайно застосовують змішані пари тертя, що складаються з металу (стали або чавуну) і спеціальних фрикційних матеріалів – пресованих, металокерамічних і синтетичних. Основним матеріалом для виготовлення пресованих і фрикційних кілець з тканини служить азбест, що має гарну термічну й хімічну стійкість.

Пресовані кільця виготовляються з коротких азбестових волокон, металевих або мінеральних наповнювачів і зв'язувальної речовини. Наповнювачі можуть бути мідь, цинк, графіт. У якості зв'язувальної речовини застосовуються синтетичні смоли, бакеліт, каучук. Тканинні (плетені) кільця виготовляються з паперово-азбестової та мідної провідної пряжі, що просочується зв'язувальною речовиною. Тканинні й пресовані азбестові кільця з бакелітовою зв'язувальною речовиною мають високі механічні властивості й забезпечують стабільну величину коефіцієнта тертя в межах 0,3–0,35 при температурі до 570 К. Такі кільця мають гарну еластичність і припрацьовуваність. Однак азбестові кільця непридатні для роботи в маслі внаслідок значного зниження коефіцієнта тертя, вони не витримують високої температури й підвищених питомих тисків.

В останні роки як фрикційний матеріал почали застосовувати асбобакелітовокаучукові композиції й металокераміку. Металокерамічні матеріали виготовляють із порошків різних матеріалів (графіту, азбесту та ін.). Металокерамічні фрикційні матеріали бувають на мідній і залізній основі.

Металокерамічні кільця мають гарну теплопровідність, високу стійкість до температур, велику міцність, добре працюють у маслі. Недоліком їх є велике зношування у спряжених парах, чутливість до ударних навантажень, збільшений момент внаслідок значної товщини, ваги керамічних кілець. Почали застосовуватися синтетичні фрикційні матеріали (ретинакс та ін.), що мають високу температуру нагрівання (до 1270 К) без істотних змін фрикційних властивостей.

Характеристика сухих зчеплень дискового типу вітчизняних автомобілів за ДЕРЖСТАНДАРТ 12238–86 дана в табл.2.1.

Таблиця 2.1 Характеристика фрикційних сухих зчеплень дискового типу

№ п/п	Тип автомобіля і літраж двигуна, м ³	Максимальний крутний момент, Н·м	Наружний діаметр фрикційних кілець, м	Товщина фрикційних кілець, м	Коефіцієнт запалу зчеплення β	Число ведених дисків	Число натискних пружин	Число важелів виключення зчеплення	Кутова швидкість двигуна, с ⁻¹
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Легкові, 1,2·10 ⁻³	98	0,18–0,19	0,004	1,2–1,5	1	6	3	до 732
2	Легкові, 1,8·10 ⁻³	147	0,2–0,22	0,004	1,75	1	6	3	до 628
3	Легкові і вантажні, 2,5·10 ⁻³	196–274	0,22–0,25	0,004	1,75–2,2	1	6	3	до 575
4	Вантажні, 3,5·10 ⁻³	343	0,28	0,004	до 2,2	1	6	3	до 523

5	Вантажні і автобуси, $7 \cdot 10^{-3}$	441–539	0,34–0,35	0,004	до 2,2	2	12–16	4	до 418
6	Вантажні і автобуси, $14 \cdot 10^{-3}$	686–981	0,4	0,005	до 2,5	2	до 28	4	до 314

2.4. Розрахунок фрикційного дискового зчеплення

Завданням розрахунку є визначення по заданому переданому обертаючому моменті двигуна геометричних і силових параметрів зчеплення. Після розрахунку основні параметри й розміри зчеплень повинні бути погоджені з ДЕРЖСТАНДАРТ 12238-86.

2.4.1. Визначення моменту тертя

Момент тертя зчеплення M_c дорівнює максимальному крутному моменту двигуна $M_{d \max}$ з деяким запасом:

$$M_c = \beta M_{d \max}, \quad (2.1)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення.

Коефіцієнт запасу вибирається залежно від типу зчеплення, конструкції, умов експлуатації автомобіля; чим більше коефіцієнт β , тим надійніше працює зчеплення, але тем більше його розміри і важче керування. Для зчеплень із регульованим зусиллям натискних пружин коефіцієнт β трохи менше, ніж для зчеплень із нерегульованим зусиллям пружин. Для однодискових зчеплень значення β приймається трохи менше, ніж для дводискових і багатодискових (див. табл.2.1).

2.4.2. Визначення сили стиску фрикційних дисків

Сила стиску фрикційних дисків зчеплення визначається за формулою

$$P_\Sigma = \frac{M_c}{\mu i R_{cp}}, \quad (2.2)$$

де P_Σ – сила стиску дисків при включеному зчепленні, H ;

μ – середній коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь;

i – число пар тертьових поверхонь, для однодискового зчеплення $i = 2$, для дводискового зчеплення $i = 4$;

R_{cp} – середній радіус дисків, m .

Величиною R_{cp} можна задаватися з конструктивних міркуваннях, наприклад враховуючи розміри маховика двигуна, а також можна визначити його по емпіричній формулі.

$$R_H = 0,5 \sqrt{\frac{M_{д\max}}{A}}, \quad (2.3)$$

$$R_B = (0,55 \dots 0,7)R_H, \quad (2.4)$$

де R_H – зовнішній радіус фрикційного кільця, м;

$M_{д\max}$ – максимальний обертаючий момент двигуна, Н·м;

A – коефіцієнт, для легкових автомобілів $A=4700$, для вантажних автомобілів загальнотранспортного призначення $A=3600$, для тягачів і автомобілів підвищеної прохідності $A=1900$.

Остаточний розмір R_H погодиться з вимогами ДЕРЖСТАНДАРТ 12238-86 і перевіряється по величині окружної швидкості при максимальному числі обертів колінчатого вала двигуна й погодиться зі стандартом на фрикційні обшивання. Для сучасних марок, застосовуваних для натискних дисків, окружна швидкість не повинна перевищувати $V_0 = 60 \dots 70$ м/с,

$$V_0 = 0,105 R_H n_V,$$

де n_V – максимальне число обертів колінчастого вала двигуна.

Середній радіус кільця визначається по формулі

$$R_{cp} = \frac{R_H + R_B}{2}. \quad (2.5)$$

Коефіцієнтом тертя μ задаються. Його величина залежить від матеріалу тертьових поверхонь, їхнього стану й обробки, відносної швидкості ковзання дисків, питомого тиску й температури. Слід зазначити, що строгих закономірностей впливу цих факторів на μ немає. По ДЕРЖСТАНДАРТ 1786-80 якість фрикційних кілець зчеплень оцінюється на зразках при питомому тиску 2650 ГПа, швидкості ковзання $7,0 - 7,5$ м/с і температурі $370 - 400$ К. Коефіцієнт тертя μ при цих умовах для кілець на азбестовій основі повинен дорівнювати не менш $0,33$.

У розрахунках звичайно приймають наступні значення коефіцієнта тертя μ :

- для асбобакеліта по чавуну – $0,3 \dots 0,35$;
- для сталі по сталі – $0,18 \dots 0,2$;
- для металокераміки по сталі – $0,35 \dots 0,4$;
- для металокераміки по сталі в маслі – $0,07 \dots 0,12$.

2.4.3. Визначення числа пар поверхонь тертя

Число пар поверхонь тертя визначається по заданому питомому тиску

$$q = \frac{P_Z}{F}, \quad (2.6)$$

де F – площа однієї поверхні фрикційного кільця, м²,

$$F = 0,25 \pi (D_H^2 - D_B^2),$$

або приблизно

$$F = 2\pi R_{cp} B,$$

B – ширина кільця.

Звідси знаходимо

$$i = \frac{16M_c}{\pi \mu q (D_H - D_B)(D_H^2 + D_B^2)}. \quad (2.7)$$

Питомий тиск q вибирається для розрахунків у межах: для сталевих кілець – 1960...2450 ГПа, для азбобакелитових – 1470..1960 ГПа, для метало-керамічних до – 3430 ГПа. Питомий тиск q , є одним з параметрів оцінки зносостійкості фрикційних кілець: чим нижче q , тим вище зносостійкість зчеплення.

2.4.4. Визначення ходу вимикання натискного диска

Хід вимикання натискного диска дорівнює,

$$S = i\delta, \quad (2.8)$$

де δ – зазор між двома сусідніми дисками у виключеному положенні зчеплення.

Для забезпечення чистоти вимикання зчеплення величину зазору δ вибирають відповідно до проєктованого типу зчеплення по табл.2.2.

Таблиця 2.3 – Величина зазору між дисками зчеплення

Тип зчеплення	Для однодискових зчеплень з азбобакелитовими кільцями	Для сталевих кілець, що працюють у маслі	Для дводискових зчеплень з азбобакелитовими або металокерамічними кільцями
Зазор δ , м	0,00075–0,001	0,0002–0,0003	0,0005–0,0006

2.4.5. Розрахунок натискних пружин

В автомобільних зчепленнях застосовує циліндричні, конічні й тарілчасті (діафрагмові) пружини, виготовлені з марганцевистих сталей: 65Г, 85Г, 85, 60С2А.

Розрахунок периферійних циліндричних пружин.

Для циліндричних периферійних пружин (рис. 2.3), виготовлених із круглого дроту, маємо розрахункову формулу

$$P_{\Sigma} = \frac{\pi d^3 \tau z}{8 D}. \quad (2.9)$$

При вимиканні зчеплення пружини додатково стискаються на величину ходу натискного диска S

Тоді

$$P_{\Sigma max} = \frac{\pi d^3 \tau_{max} z}{8 D}.$$

Звідси визначається діаметр дроту

$$d = \sqrt{\frac{8 P_{\Sigma max} D}{\pi z \tau_{max}}}, \quad (2.10)$$

де $P_{\Sigma max}$ – сумарне максимальне зусилля пружин,

$$P_{\Sigma max} = 1.2 P_{\Sigma},$$

d – діаметр дроту, m ;

D – середній діаметр пружини, m ;

z – число пружин;

τ_{max} – максимальна напруга на крутіння пружини, $MПа$.

При проектуванні автомобільних зчеплень приймають $\tau_{max} = 490 \dots 686$ $MПа$ і відношення $\frac{D}{d} = 6 \dots 9$. Число пружин вибирається залежно від величини навантаження й зовнішнього діаметра фрикційного кільця (див. табл. 2.1). В автомобілях малої й середньої вантажопідйомності навантаження на одну пружину звичайно становить $588 \dots 686$ H , в автомобілях великої вантажопідйомності – до 981 H , у легкових автомобілях – $392 \dots 588$ H .

Число робочих витків пружин визначається з умови деформації пружини

$$\Delta l_p = \frac{8 n_p D^3 P_{\Sigma}}{d^4 z G}, \quad (2.11)$$

де n_p – число робочих витків пружини;

G – модуль пружності другого роду $G = 80414$ $MПа$.

Деформації пружини при виключеному зчепленні

$$\Delta l_{max} = \frac{8 n_p D^3 P_{\Sigma max}}{d^4 z G}, \quad (2.12)$$

$$\Delta l_{max} - \Delta l_p = S. \quad (2.13)$$

Різниця деформації дорівнює ходу натискного диска при виключеному зчепленні

$$\Delta l_{max} - \Delta l_p = S, \quad (2.15)$$

або

$$\frac{8n_p D^3}{d^4 z G} (P_{\Sigma \max} - P_{\Sigma}) = S.$$

Звідси число робочих витків

$$n_p = \frac{d^4 z G S}{8D^3 (P_{\Sigma \max} - P_{\Sigma})}. \quad (2.16)$$

Повне число витків n_o дорівнює $n_o = n_p + 2$. Довжина пружини у вільному стані

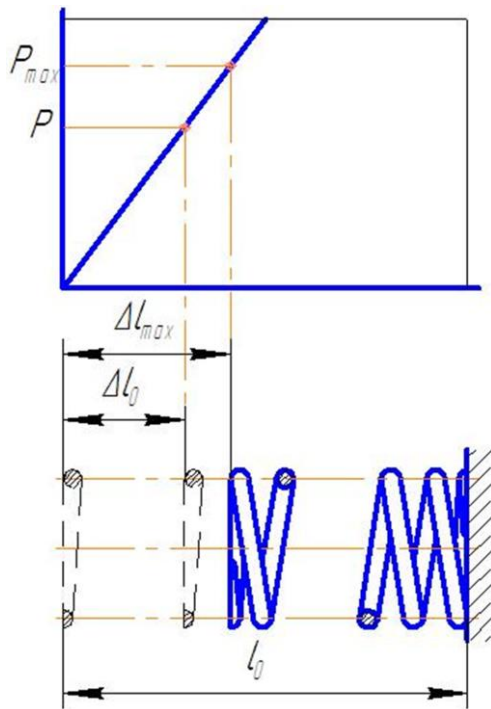


Рисунок 2.3 – Характеристика циліндричної пружини

$$l_0 = n_o d + \Delta l_{\max} + (n_o - 1)\Delta, \quad (2.17)$$

де Δ – зазор між витками при виключеному зчепленні рівний 0,0006...0,0015 м.

Пружина має лінійну характеристику з модулем жорсткості

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3 n_p}. \quad (2.18)$$

Звідси поточні значення сили стиску

$$P = K \Delta l. \quad (2.19)$$

Розрахунок діафрагмової пружини (за спрощеною методикою).

Вихідні дані для розрахунку (див. рис. 2.4)

$$P_{\max} = P_{\Sigma} \quad (2.20)$$

$D_{\partial n}$, $d_{\partial n}$ – відповідно найбільший і найменший діаметр нерозрізної частини кільця.

Діаметр $D_{\partial n}$ визначається з вираження

$$D_{\partial n} = \frac{D + d}{2}, \quad (2.20)$$

де D і d – відповідно зовнішній і внутрішній діаметр фрикційного кільця веденого диска.

По досвіду проектування аналогічних конструкцій вибирається співвідношення:

$$\frac{D_{\partial n}}{d_{\partial n}} = 1,2 \dots 1,3, \quad \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = 1,2 \dots 1,4,$$

де P_{\min} – зусилля пружини при виключеному зчепленні.

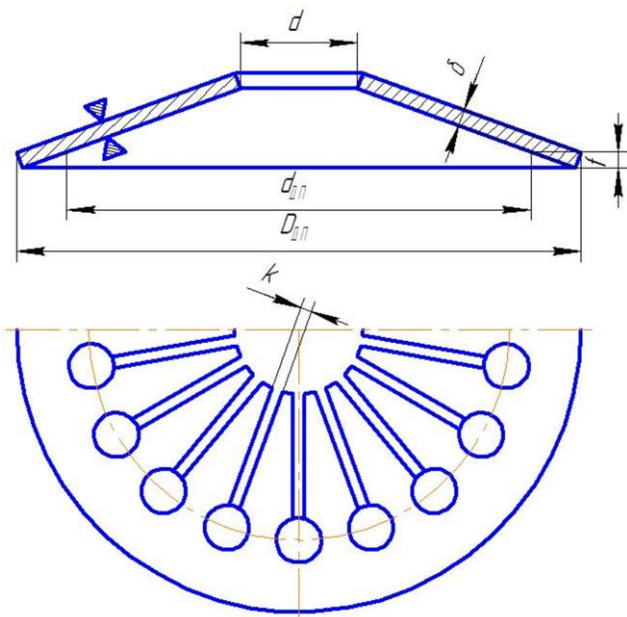


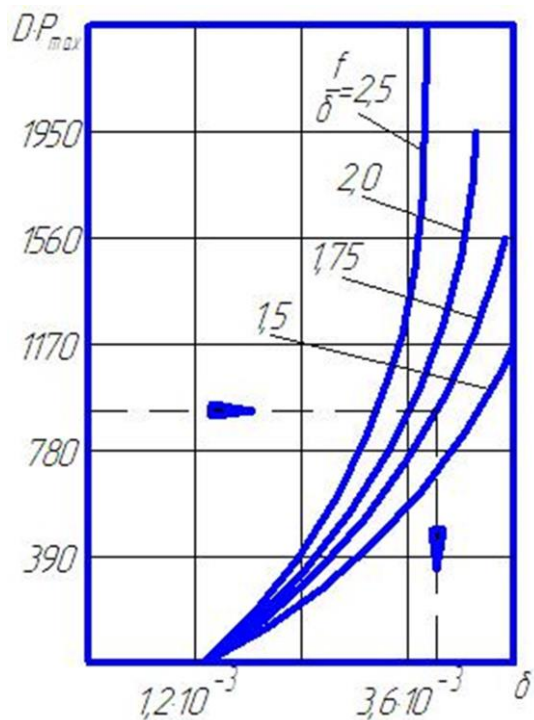
Рисунок 2.4 – Розрахункова схема діафрагмової пружини

Вибір параметрів f і δ (див. рис. 2.4) виконується по графіках, показаних на рис. 2.5, б и в.

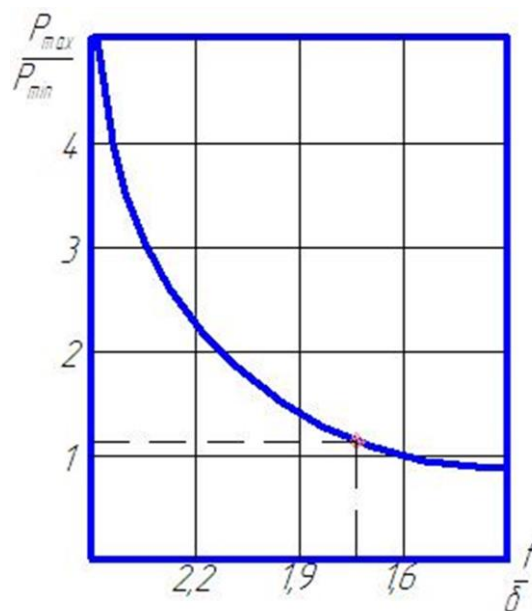
Графіки побудовані для спрощення розрахунків.

Так при співвідношенні $P_{max}/P_{min}=1,2$ за графіком (див. рис. 2.5, б) знаходимо (показано пунктиром) співвідношення $f/\delta=1,75$. Допускаючи наприклад, що $D_{on}=0,350$ м, $D=0,440$ м, $d=0,265$ м, знаходимо добуток $D \times P_{max}$ і за графіком рис. 2.5, а (показане пунктиром) визначаємо величину δ , а потім – f .

Матеріалом для діафрагмових пружин служить сталь 60С2А. Діаметр d_1 (див. рис. 2.4) визначається зі співвідношення $d_1/D=0,10-0,20$; зазор $K=0,0035-0,004$ м.



а)



б)

Рисунок 2.5 – До розрахунку діафрагмової пружини

2.4.6. Розрахунок ведучих дисків

Ведучі натискні диски звичайно виготовляється із сірого чавуну СЧ 18-36, у автомобілів великої вантажопідйомності можуть виготовлятися з легованих спеціальних чавунів із присадками феромарганцю, феросилицію. Для кращого тепловідводу на дисках роблять ребра у вигляді лопат або радіальних вентиляційних каналів.

Розміри ведучого натискного диска визначаються конструктивно з урахуванням розмірів фрикційних кілець і маховика. Розраховуються у ведучих дисках тільки елементи, що з'єднують диск із маховиком. Цими елементами можуть бути пружні пластини (рис. 2.6, а), виступи або шипи (рис. 2.6, в), зуб'я (рис. 2.6, б).

Працюють ці елементи на зминання

$$\sigma_{см} = \frac{\gamma_m M_{Д\max}}{RzF}, \quad (2.20)$$

де γ_m – коефіцієнт моменту, що враховує розподіл моменту двигуна по ведучих дисках: для однодискового зчеплення $\gamma_m = 1,0$, для дводискового $\gamma_m = 0,5$;

R – радіус розташування елемента від осі зчеплення;

Z – число працюючих елементів;

F – площа контакту.

В існуючих конструкціях зчеплень приймають $\sigma_{см} = 10...15\text{МПа}$.

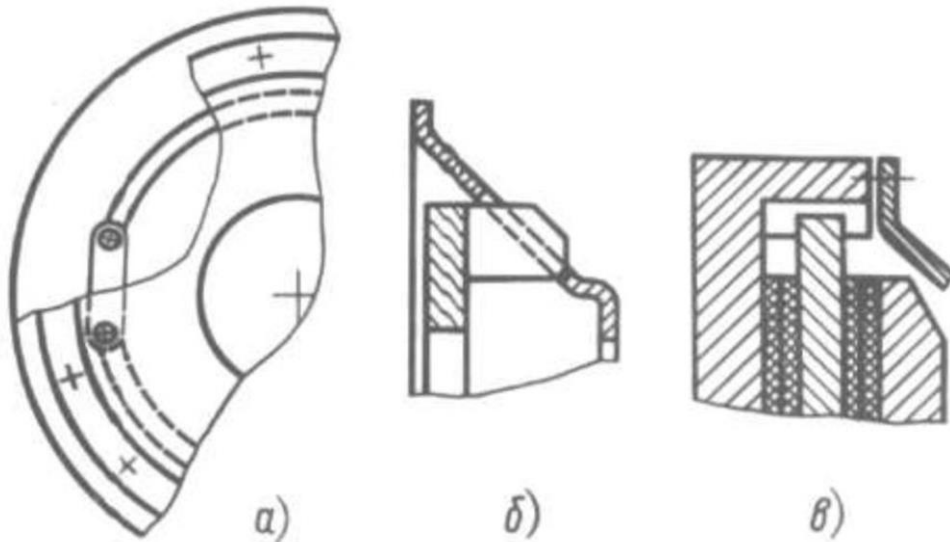


Рисунок 2.6 – З'єднання ведучого натискного диска з маховиком

2.4.7. Розрахунок ведених дисків

Ведені диски зчеплень звичайно виконуються з високовуглецевої сталі 65Г з загартуванням, із сталі 20 з ціануванням і загартуванням. Диски прикріплюються до шлицевої маточини, яка встановлюється на ведучому валу коробки передач. Маточина виготовляється зі сталі 40. При розрахунку ведених дисків визначається напруга зрізу і сминання заклепкових з'єднань

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{Д\max}}{zl(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_{см} = 30 - 40 \text{ МПа}], \quad (2.21)$$

$$\tau_{сп} = \frac{4M_{Д\max}}{zlb(D + d)} \leq [\tau_{сп} = 20 - 30 \text{ МПа}], \quad (2.22)$$

де z – число шліців;

l – довжина шліців;

D – зовнішній діаметр;

d – внутрішній діаметр;

b – ширина шліців.

Розрахунок заклепувального з'єднання веденого диска зчеплення з маточиною виробляється за формулами

$$\sigma_{см} = \frac{P_0}{id_0\delta} \leq [\sigma_{см} = 30 - 40 \text{ МПа}], \quad (2.23)$$

$$\tau_{сп} = \frac{4P_0}{i\pi d_0^2} \leq [\tau_{сп} = 20 - 30 \text{ МПа}]; \quad (2.24)$$

де $P_0 = \frac{M_{Д\max}}{R}$ – окружна сила;

R – радіус окружності розташування заклепок;

i – загальне число заклепок з'єднання;

d_0 – діаметр отвору під заклепку;

δ – найбільша товщина листів, що склепуються.

2.4.8. Розрахунок віджимних важелів

Віджимні важелі (рис. 2.7) виготовляються з ковкого чавуну і розраховуються на вигин від сили, що діє на внутрішні кінці важелів при виключеному зчепленні:

$$\sigma_{уз} = \frac{P \sum_{\max} lB}{z_p cW} \leq [\sigma_{уз} = 300 - 400 \text{ МПа}], \quad (2.25)$$

де l – відстань до небезпечного перерізу;

B – зовнішнє плече важелів;

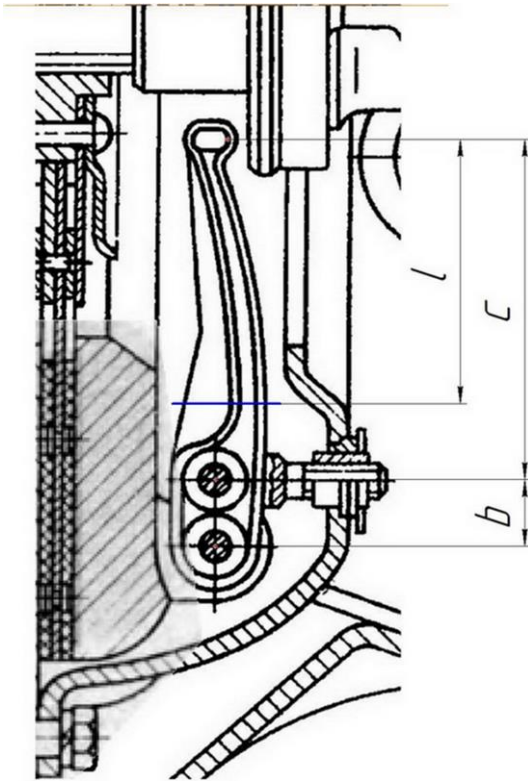


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема віджимного важеля

z_p – число важелів;
 w – момент опору перетину вигину, визначається для прийнятої конструкції важеля;
 c – внутрішнє плече важелів.

2.4.9. Розрахунок демпфера

Ведені диски зчеплення, у яких розташовується демпфер, мають збільшений діаметр маточини. Діаметр маточини, накладка, розміри вікон, число вікон вибираються за аналогією з виконаними конструкціями зчеплень. Зовнішній діаметр фланця маточини й число пружин можуть, бути обрані по розмірах зовнішнього кільця веденого диска зчеплення згідно табл.2.1

Таблиця 2.3 – До визначення геометричних розмірів демпфера

Зовнішній діаметр фрикційного кільця веденого диска зчеплення, m	Число пружин демпфера	Зовнішній діаметр фланця, m
До 0,250	6 – 8	0,120 – 0,135
0,25 – 0,31	8 – 10	0,135 – 0,160
0,31 – 0,33	10	0,172
0,33 – 0,40	10 – 12	0,172 – 0,180

Радіус окружності, на якій розташовані пружини, в існуючих конструкціях зчеплень дорівнює $R_n=(0,04...0,06)$ м. Щоб створити момент попереднього затягування пружини, довжину вікна приймають менше вільної довжини пружини. Довжини вікон приблизно рівні $A= (0,025...0,03)$ м. Величина моменту попереднього затягування приймається приблизно $(0,15...0,2)M_{D\max}$.

Тоді зусилля пружин

$$P = \frac{0,2M_{D\max}}{R_n} = \frac{\Delta l d^4 z G}{8D^3 n_p} \quad (2.26)$$

Звідки

$$\Delta l = \frac{1,6M_{D_{\max}} D^3 n_p}{R_n d^4 z G}, \quad (2.27)$$

де G – модуль пружності.

Пружини мають малу величину відносини середнього діаметра пружини до діаметра дроту $D_{cp}/d=(4,5-5,5)$, оскільки повинні при малих розмірах бути дуже твердими. Звичайно діаметр застосовуваного дроту дорівнює $d=(0,003-0,004)$ м, зовнішній діаметр пружини $D_H=(0,014-0,019)$ м, число робочих витків $n_p=(4-5)$. Знаючи Δl й A , одержимо довжину пружини у вільному стані:

$$l_0 = \Delta l + A \quad (2.28)$$

Зазори λ між витками, на величину яких додатково деформуються пружини при роботі демпфера, повинні бути рівними $\lambda=(0,003-0,004)$ м. При розрахунку пружин на міцність варто ввести коефіцієнт K' , що враховує вплив кривизни витків і дія сили, що перерізує:

$$K' = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad (2.29)$$

де $C = \frac{D_{cp}}{d}$ – відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту;

$$\tau_{\max} = \frac{8P_{D_{\max}} D_{cp} K'}{\pi d^3} \leq [\tau = 650 - 800 \text{ МПа}], \quad (2.30)$$

де $P_{D_{\max}}$ – зусилля пружини при максимальній деформації

$$P_{D_{\max}} = \frac{\Delta l_{\max} d^4 G Z}{8D^3 n_p}; \quad (2.31)$$

$$\Delta l_{\max} = \Delta l + \lambda. \quad (2.32)$$

При розрахунку демпфера визначаються наступні параметри:

$$S_D = R_{cn}^2 k z \quad (2.33)$$

де S_D – кутова жорсткість демпфера, $Нм/рад$;

R_{cn} – середній радіус розташування пружин, м;

K – жорсткість однієї пружини, $Н/м$, $K = \frac{d^4 G}{8D^3 n_p}$;

z – число пружин;

$M_{ТД}$ – момент тертя демпфера, $Нм$,

$$M_{ТД} = P_D R_D i_D \mu_D \quad (2.34)$$

P_D – зусилля, що стискає диски демпфера, H ;
 R_D – середній радіус фрикційних кілець демпфера, m ;
 i_D – число фрикційних кілець демпфера;
 μ_D – коефіцієнт тертя фрикційних кілець демпфера;
 M_D – крутний момент, переданий через демпфер.

Крутний момент M_D переданий демпфером, дорівнює сумі моментів від зусилля пружин і від тертя:

$$M_D = M_{np} + M_{TD}, \quad (2.35)$$

де

$$M_{np} = P_{Dmax} R_{cn} z. \quad (2.36)$$

Остаточні параметри демпфера встановлюються дослідним шляхом, тому що їхній вибір пов'язаний із крутильними коливаннями силової передачі і двигуна.

2.4.10. Визначення показників зносостійкості зчеплення

Основними показниками зносостійкості зчеплення є повна робота буксування, питома робота буксування й температура нагрівання ведучого диска зчеплення. Найбільша робота буксування виходить при русанні автомобіля з місця. Процес включення зчеплення розбивають на два етапи:

- перший – від місця зіткнення дисків до русання автомобіля з місця за час t_1 ;
- другий – від моменту русання автомобіля до повного включення зчеплення за час t_2 .

Повна робота буксування буде дорівнювати сумі робіт буксування на першому й другому етапах.

Повна робота буксування дорівнює:

$$L_\delta = L_1 + L_2 = K_c + \omega_{OD} 0,5t_1^2 + 0,33\omega_{OD} 2M_R t^2 + 0,5\omega_{OD}^2 I_{np}; \quad (2.37)$$

$$L_\delta = \omega_{OD} \left(\frac{M_R^2}{2K_c} + \frac{2M_R t^2}{3} + \frac{\omega_{OD} I_{np}}{2} \right), \quad (2.38)$$

де ω_{OD} – кутова швидкість колінчастого вала до включення зчеплення, c^{-1} ;

M_R – момент опору руху автомобіля, наведений до ведених частин зчеплення, Hm ; $M_R = \frac{G\psi r_0}{U_{TP}}$

G – вага автомобіля, H ;

ψ – коефіцієнт опору руху;

r_0 – вільний радіус колеса, m ;

U_{TP} – передаточне число силової передачі;

K_C – коефіцієнт наростання моменту, для легкових автомобілів $K_C = 100\text{--}250$ Нм/с , для вантажних автомобілів $K_C = 200\text{--}750$ Нм/с ;

$$t_2 \text{ – час другого етапу, с, } t_2 = \sqrt{\frac{2\omega_{CD} I_{np}}{K_C}};$$

$$I_{np} \text{ – наведений, момент інерції, } I_{np} = \frac{I_D I_a}{I_D + I_a};$$

I_D – $(1,2 - 1,4)I_{max}$ – момент інерції деталей двигуна;

I_{max} – вибирається за аналогією з існуючими конструкціями по табл.2.4;

$$I_a = \frac{\delta_1 G r_a^2}{q U_{TP}^2} \text{ – момент інерції наведеної маси автомобіля, віднесений до веденого диска зчеплення;}$$

$\delta_1 = (1,05 - 1,1)$ – коефіцієнт обертових мас;

$g = 9,81$ м/с^{-2} – прискорення вільного падіння.

Таблиця 2.4 – Вибір моменту інерції маховика

Марки авто-мобілів	ЗАЗ-965	МЗМА 408	ГАЗ-20	ГАЗ-21	ГАЗ-24	ГАЗ-51А	ГАЗ-53А	ЗІЛ-164	МАЗ-500	ЗІЛ-130	КрАЗ-257
I_{max}	0,078	0,15	0,27	0,29	0,3	0,48	0,52	1,3	2,7	2,8	3,3

Питома робота буксування дорівнює

$$q = \frac{4L_\delta}{\pi(D_H^2 - D_B^2)}. \quad (2.39)$$

Робота буксування при русанні автомобіля з місця на першій передачі при $\psi = 0,1$ повинна бути не більше $2 \cdot 10^6$ Нм^2 .

При визначенні температури нагрівання ведучого диска приймають, що диск нагрівається миттєво (тепловіддачі в навколишнє середовище немає). Вся робота буксування, що доводиться на один диск, перетвориться в тепло

$$\gamma L_\delta = QC(t_1 - t_0).$$

Звідси перепад температур

$$\Delta t = \frac{\gamma L_\delta}{CQ} \leq [\Delta t = 15\text{K}], \quad (2.40)$$

де γ – частка тепла, що йде на ведучий диск, при однодисковому зчепленні $\gamma = 0,5$, для середнього диска дводискового зчеплення $\gamma = 0,5$, для натискного диска дводискового зчеплення $\gamma = 0,25$;

$C = 483$ – теплоємність сталі або чавуну;

Q – вага натискного диска (за аналогією з існуючими конструкціями див. табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Визначення ваги натискного диска

Модель авто-мобіля	ЗА3-965	МЗМА-408	ГА3-20	ГА3-21	ГА3-24	ГА3-52А	ГА3-53А	ЗІЛ-164	ЗІЛ-130	МА3-500	КрАЗ 257
Q, H	33	36	40	41	41	66	68	93	92	102	108

2.5. Приводи керування зчепленням

Приводом називається дистанційний механізм, що служить для керування роботою зчеплення й установлюваний між водієм і зчепленням. Приводи бувають із додатковим устаткуванням (підсилювачі) і без нього. При цьому як перші, так і другі приводи варто розділяти на механічні, гідромеханічні, пневматичні. Основними вимогами, пропонованими до приводів, є зручність і легкість керування. Зручність визначається ходом педалі зчеплення S_n , а легкість – зусиллям, що прикладається до педалі Q_n . $S_n = (0,15-0,18) м$, $Q_n = 200 Н$.

Привод може працювати без підсилювача, якщо робота переміщення натискного диска зчеплення менше припустимої роботи, чиненої водієм при натисканні на педаль керування:

$$\frac{(P_{\Sigma_{\max}} + P_{\Sigma})S}{2\eta} \leq 30 \text{ Дж},$$

де $P_{\Sigma_{\max}}$ – максимальне зусилля вимикання;

P_{Σ} – сила пружин при включеному зчепленні;

S – хід натискного диска при вимиканні;

η – к.п.д. привода, (0,7–0,8).

2.5.1. Механічний привод

Привод складається (рис. 2.8) з педалі керування, системи важелів, валів і тяг, муфти вимикання зчеплення. Вали й тяги виготовляються зі сталі 30 і 35, педаль – з ковкого чавуну КЧ 35-10, КЧ 37-12.

При розрахунку визначаються передаточне число U_n , хід педалі S_n зусилля Q_n і геометричні розміри важелів і тяг.

Передаточне число привода

$$U_n = \frac{ac}{bd}. \quad (2.41)$$

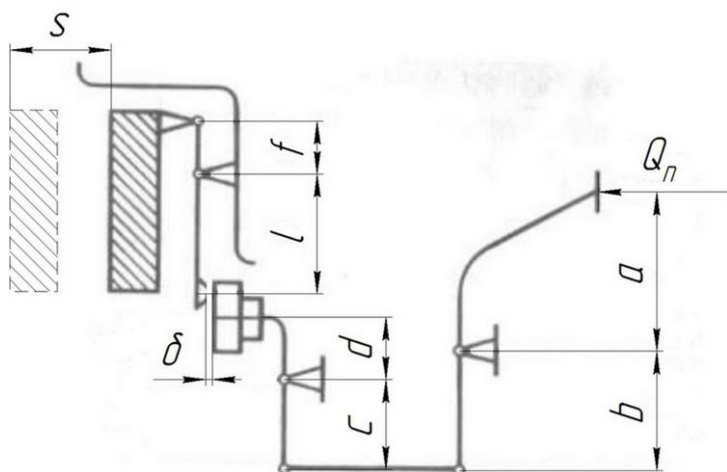


Рисунок 2.8 – Схема механічного приводу зчеплення

Повний хід педалі привода

$$S_n = SU_p U_n + \delta U_n, \quad (2.42)$$

де S – хід натискного диска;
 U_p – передаточне число важелів вимикання;

δ – зазор у механізмі вимикання. (0,002 – 0,004) м.

Існуючі приводи мають $U_n = 25-45$.

Зусилля, прикладене до педалі

$$Q_n = \frac{P_{\Sigma \max}}{U_n U_p \eta} \leq [200H]. \quad (2.43)$$

2.5.2. Гідромеханічний привод

Привод складається (рис. 2.9) з педалі, проміжної тяги й важеля, головного гідравлічного циліндра, трубопроводу, робочого циліндра й муфти, вимикання зчеплення.

Передаточне число привода

$$U_n = \frac{d_2^2 ac}{d_1^2 bd} \quad (2.44)$$

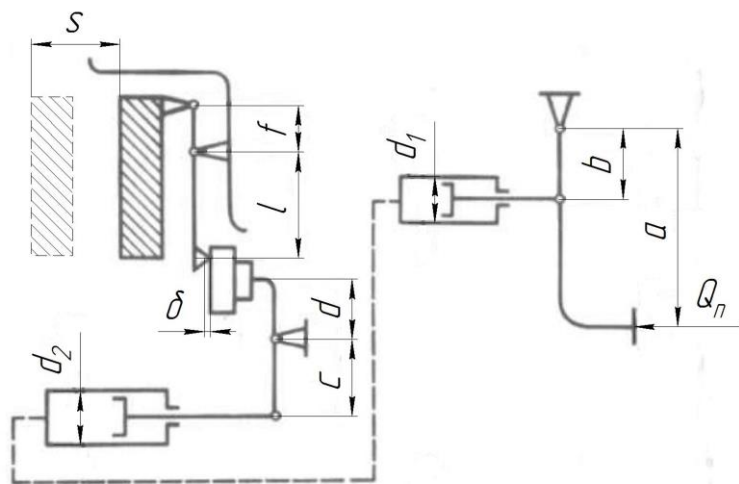


Рисунок 2.9 – Схема гідромеханічного приводу зчеплення

Повний хід педалі

$$S_n = SU_p U_n + \delta U_n, \quad (2.45)$$

де d_2 – діаметр робочого циліндра;

d_1 – діаметр головного циліндра.

Зусилля, прикладене до педалі:

$$Q_n = \frac{P_{\Sigma \max}}{U_n U_p \eta} \leq [200H]. \quad (2.46)$$

2.5.3. Пневматичний привод

Розрахунок пневматичного привода аналогічний розрахунку гідравлічного приводу. При цьому варто визначити тиск повітря в циліндрі

$$Q_B = Q_n. \quad (2.47)$$

Розрахунок деталей привода на міцність і зносостійкість, визначення геометричних розмірів виконуються по формулах опору матеріалів і деталей машин. Розрахунок ведеться на зусилля 490 Н, прикладене до педалі зчеплення.

3 МЕТОДИКА ВЕДЕННЯ РОЗРАХУНКУ ПО ПРОЕКТУ «АВТОМОБІЛЬНІ КАРДАННІ ПЕРЕДАЧІ»

3.1. Призначення й вимоги, пропонована до карданних передач

У карданну передачу входять три основних елементи: карданні шарніри 1, 4, 6 або карданні муфти, вали 2, 5, опора 3 і компенсувальне з'єднання (рис. 3.1).

Карданна передача може використовуватися для привода допоміжного і спеціального устаткування (лебідки, гвинтів рушія, компресора, рульового механізму та ін.).

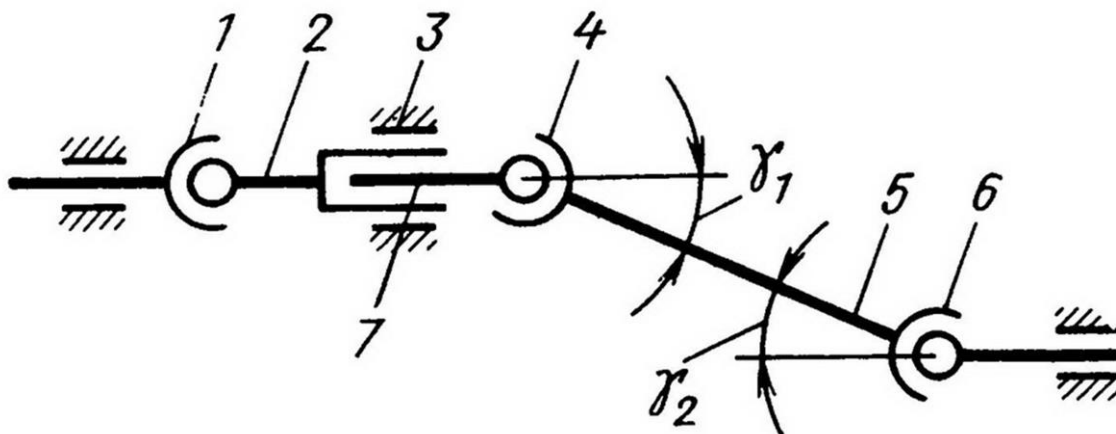


Рисунок 3.1 – Схема карданної передачі

Вимоги до карданних передач залежать від їхнього призначення, але загальні для всіх:

- карданна передача повинна забезпечувати рівномірну (синхронну) передачу крутного моменту;
- передача повинна мати високий ККД, що забезпечується малим тертям у з'єднаннях, у тому числі й у шлицевому;

– внаслідок нерівномірності обертання валів і дисбалансу деталей у передачі виникають динамічні навантаження, ці навантаження повинні бути мінімальними, а припустиме критичне число обертів повинне бути вище максимальних обертів карданного вала;

– передача повинна працювати безшумно з великою періодичністю обслуговування;

– вузли й деталі передачі повинні бути уніфіковані.

Карданний шарнір або муфта є основним елементом передачі. По кінематиці карданні шарніри розділяють на шарніри нерівних і рівних кутових швидкостей, тобто асинхронні й синхронні.

3.2. Асинхронні шарніри

До шарнірів нерівних кутових швидкостей ставляться шарніри, що мають фізичні осі кочення, таких шарнірів два: із проміжним кільцем і із проміжною хрестовиною; застосовуються там, де кут між валами дорівнює $0-0,3491 \text{ рад}$.

3.3. Синхронні шарніри

Карданні шарніри рівних кутових швидкостей застосовуються при більших кутах між валами: $\gamma = 0,5235-0,6981 \text{ рад}$. Існує велика кількість різних типів синхронних шарнірів. Найбільше застосування одержали здвоєні карданні шарніри (МАЗ), кулачкові (КрАЗ, Урал), кулькові: з кулькою, що центрує (Вейса) і з важільцем (Рцеппа).

3.4. Розрахунок карданних передач

У карданній передачі розраховуються:

- вилка і хрестовина кардана на міцність і зношування;
- підшипник карданного шарніра на довговічність і тепловий режим;
- карданний вал на міцність і жорсткість;
- критичне число обертів карданного вала.

На рис. 3.2 показана схема сил, що діють на вилку і хрестовину шарніра.

У цьому випадку сили Q, P_2, T_1 досягають максимального значення:

$$Q_{\max} = \frac{M_1}{2R \cos \gamma}, \quad (3.1)$$

$$P_{2\max} = \frac{M_1}{2R}, \quad (3.2)$$

$$T_{1\max} = \frac{M_1 \operatorname{tg} \gamma}{2R}. \quad (3.3)$$

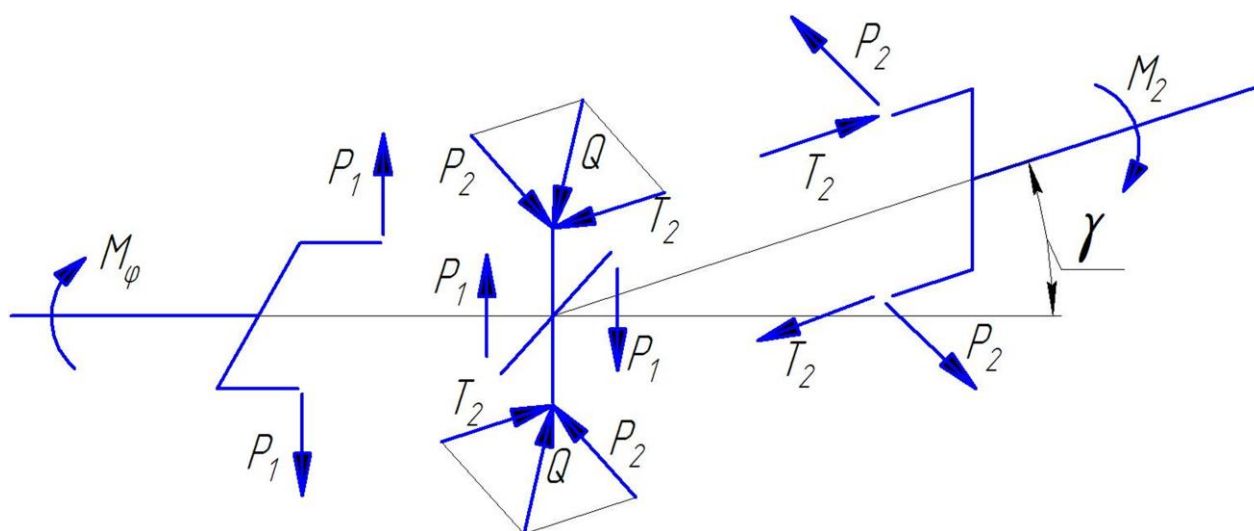


Рисунок 3.2 – Схема сил в карданній передачі

Знаючи ці сили, можна розраховувати качани й хрестовину карданної передачі.

3.4.1. Розрахунок вилки і хрестовини кардана

Осьове зусилля, що виникає внаслідок тертя у шлицевому з'єднанні, може бути визначене за формулою

$$Q_{oc} = \frac{\mu M_1}{r_{cp}}, \quad (3.4)$$

де μ – коефіцієнт тертя, (0,2–0,4);

M_1 – крутний момент, переданий передачею;

r_{cp} – середній радіус шлиців.

Матеріалом для виготовлення вилок служать сталі 35, 40, 45 або легувана сталь 40НХМА. Твердість HB 200–280. Хрестовина штампується з маловуглецевої сталі типу 12ХН3А, 18ХНТ і 20Х. Твердість HRC 58–65.

Розрахунковий крутний момент на ведучому валу шарніра:

$$M_\varphi = M_1 = \frac{\varphi G_K r_K}{U_{TP}} = M_{e_{max}} U_{K_1}, \quad (3.5)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення (0,7 – 0,8);

G_K – навантаження на колеса, з якими зв'язана карданна передача;

r_K – радіус ведучого колеса;

U_{TP} – передаточне число силової передачі від ведучого вала карданної передачі до колеса.

Шипи хрестовини шарніра розраховуються на вигин і зріз (рис. 3.3, а).

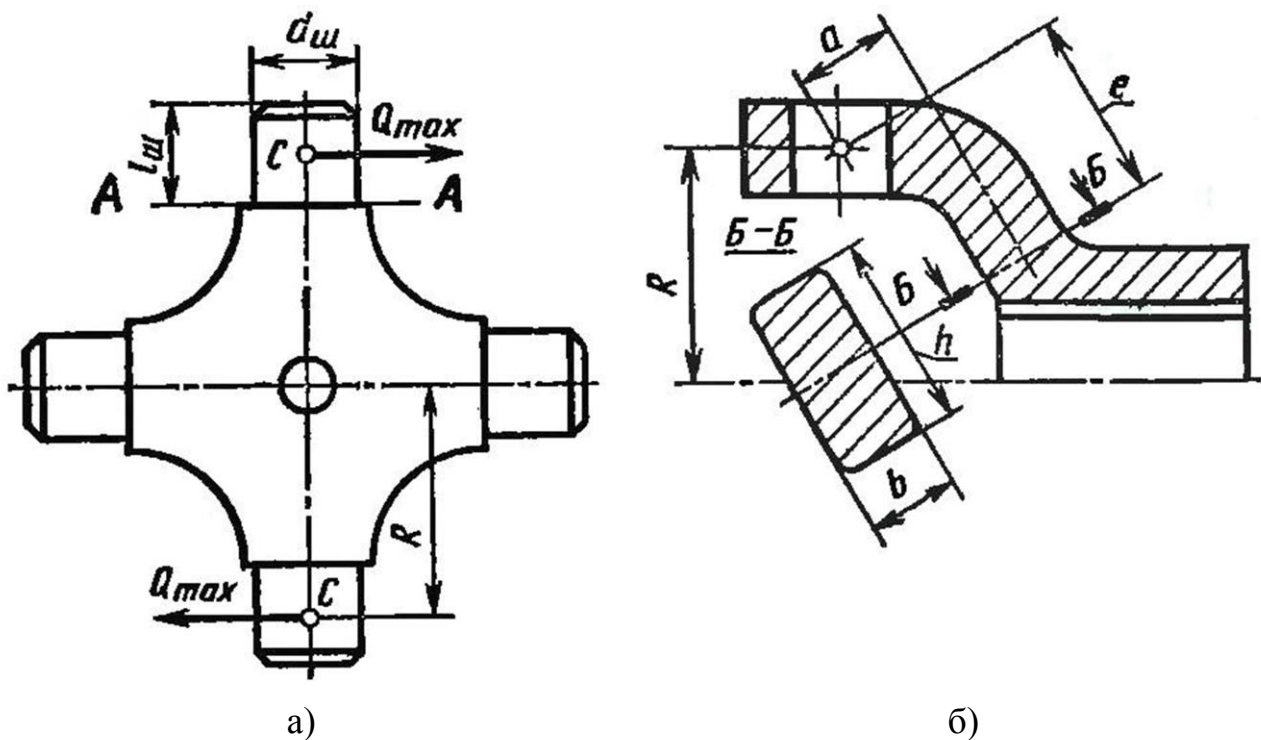


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема вилки і хрестовини

Напруга вигину в перерізі А-А

$$\sigma_{из} = \frac{Q_{max} l_{ш}}{2W_{из}}, \quad (3.6)$$

де Q_{max} – максимальне навантаження на шип;
 $l_{ш}$ – довжина шипа;
 $W_{из}$ – момент опору вигину.

$$W_{из} = \frac{\pi d_{ш}^3}{32}, \quad (3.7)$$

$d_{ш}$ – діаметр шийки шипа.

Напруга зрізу

$$\tau_{ср} = \frac{4Q_{max}}{\pi d_{ш}^2}. \quad (3.8)$$

Напруження не повинно перевищувати припустимі значення:

$$[\sigma_{из}] = 250 - 300 \text{ МПа}, \quad [\tau_{ср}] = 75 - 90 \text{ МПа}.$$

Вилка шарніра під дією сили Q_{max} випробовує вигин і крутіння в перерізі Б-Б (рис. 3.3, б)

$$\sigma_{из} = \frac{Q_{max} C}{W_{из}}, \quad (3.9)$$

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{\max} a}{W_{KP}}. \quad (3.10)$$

Момент опору перетину W_{uz} і W_{KP} залежить від форми перерізу. Для прямокутного:

$$W_{uz} = \frac{bh^2}{6}; \quad W_{KP} = kbh^2.$$

Коефіцієнт k залежить від співвідношення сторін h/b , визначається по табл. 3.1.

Таблиця 3.1 До визначення коефіцієнта k

h/b	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	10,0
K	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,274	0,282	0,291	0,31

Напруження не повинно перевищувати припустимі:

$$[\sigma_{uz}] = 50 - 80 \text{ МПа}, \quad [\tau_{кр}] = 80 - 160 \text{ МПа}.$$

3.4.2. Розрахунок підшипника карданного шарніра на довговічність

Роликові підшипники перевіряються по величині припустимого навантаження

$$P_{доп} = \frac{78 \cdot 10^6 z l_p d_p}{\sqrt[3]{n_p}} \quad (3.11)$$

де z – число роликів;

l_p – довжина голки (ролика), м;

d_p – діаметр голки (ролика), м;

n_p – число обертів підшипника, c^{-1} ,

$$n_p = \frac{n_d \operatorname{tg} \gamma}{U_{K_1}} \quad (3.12)$$

n_d – число обертів колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті;

U_{K_1} – передаточне число силової передачі від двигуна до шарніра на нижчій передачі в коробці передач;

γ – кут між валами карданної передачі.

Отримане значення $P_{дон}$ повинне бути більше максимального навантаження, що діє на підшипник: $P_{дон} > Q_{max}$. Крім цього, роликові підшипники перевіряються на змінання по розрахунковому моменту трансмісії

$$\sigma_{расч} = \frac{M_{тр.расч}}{2Rd_{ш}l_p} \quad (3.13)$$

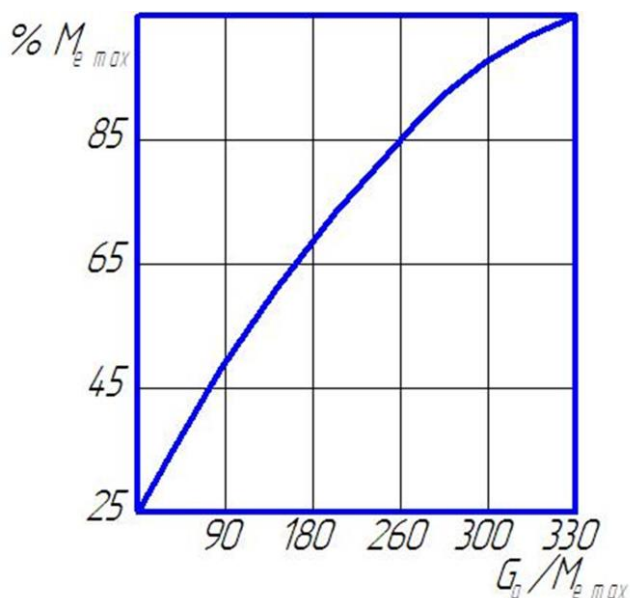


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема вилки і хрестовини

Значення $M_{тр.расч}$ визначається залежно від стану повної ваги автомобіля до максимального моменту двигуна,

$$G_a/M_{e,max}$$

Визначається за графіком рис. 3.4.

Якщо це відношення більше, ніж 330, то приймають

$$M_{тр.расч} = M_{e,max}$$

Отримане напруження не повинно перевищувати припустиме, для вантажних автомобілів і автобусів $\sigma_{расч} = 8 \text{ МПа}$, для легкових автомобілів $\sigma_{расч} = 6 \text{ МПа}$.

3.4.3. Розрахунок карданного вала на міцність і жорсткість

Карданний вал розраховується на скручування в небезпечних перерізах (рис. 3.5) за умови передачі максимального крутного моменту.

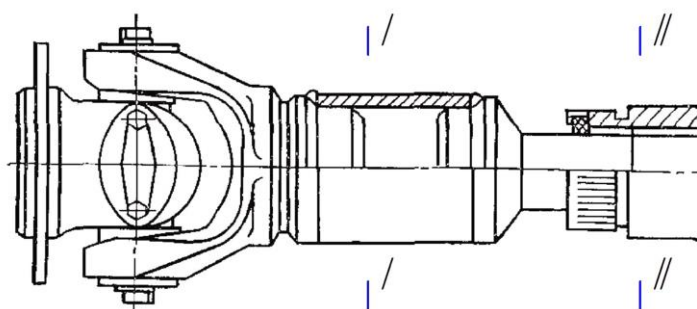


Рисунок 3.5 – До розрахунку карданного вала

У перерізі I-I

$$\tau_{кр} = \frac{M_1}{W_{кр}} \leq \tau_{дон} \quad (3.14)$$

Для суцільного вала

$$W_{кр} = \frac{\pi D^3}{16} \quad (3.15)$$

Для трубчастого

$$W_{кр} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D} \quad (3.16)$$

У перерізі II-II

$$\tau = \frac{M_1}{W_{kp}} \leq \tau_{\text{доп}} \quad (3.17)$$

Для шлицевого хвостовика карданного вала

$$W_{kp} = \frac{\pi d_{ш}^3}{16}, \quad (3.18)$$

де $d_{ш}$ – діаметр шлиців у небезпечному перерізі.

Допустимі напруження в небезпечних перерізах

$$\tau_{kp} = 100 - 300 \text{ МПа}.$$

На жорсткість вал розраховується за кутом закручування

$$Q = \frac{180 M_1 l}{\pi I_{kp} G} < [Q_{\text{доп}}], \quad (3.18)$$

де l – довжина вала,

I_{kp} – полярний момент інерції перерізу вала; $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

Для суцільного вала

$$I_{kp} = \frac{\pi d^4}{32}, \quad (3.19)$$

Для трубчастого вала

$$I_{kp} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}, \quad (3.20)$$

У виконаних конструкціях $Q = 3-9^\circ$ або $0,0524-0,157 \text{ рад}$. Шлици карданного вала розраховуються на зріз і зминання, як і шлици вала муфти зчеплення.

3.4.4. Критичне число обертів карданного вала

Матеріалом для виготовлення карданних валів служать маловуглецеві сталі 15А, 20, 40, шлицевих наконечників валів – сталі 30Х, 40Х и 40ХН2А.

Внаслідок деякої нерівномірності розподілу маси вала по діаметру і кривизни вала при обертанні з'являється відцентрова сила. Отже критичне число обертів карданного вала визначемо за формулою

$$n_{kp} = \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (3.21)$$

де m – маса вала;

c – поперечна жорсткість вала.

Для трубчастого перерізу

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)lq}{4q}, \quad (3.22)$$

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри перерізу вала, m ;
 l – довжина вала, m ;
 q – питома вага металу, для сталі 7651,8 m^3 .

$$C = \frac{KGI}{l^3} = \frac{KG\pi(D^4 - d^4)}{64l^3}, \quad (3.23)$$

K – коефіцієнт пропорційності.

Після підстановки значень c і m отримаємо для трубчастого вала

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{l^2}}. \quad (3.24)$$

Для суцільного вала

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}. \quad (3.25)$$

Для трубчастого вала, затисненого в опорах,

$$n_{кр} = 27,5 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{l^2}}. \quad (3.26)$$

Для суцільного вала, затисненого в опорах,

$$n_{кр} = 27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}. \quad (3.27)$$

Коефіцієнт запасу по критичному числу обертів карданного вала дорівнює:

$$\frac{n_{кр}}{n_{\max}} = [1,2 - 2,0].$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов А.С. Армейские автомобили. – М.: Машиностроение, 1970. – Т.2. – 489 с.
2. Анохин В.И. Отечественные автомобили. – М.: Машиностроение, 1978. – 591 с.
3. Бухарин Н.А. Автомобили. – М.: Машиностроение, 1973. – 567 с.
4. Гольд Б.В. Конструирование и расчёт автомобиля. – М.: Машгиз, 1962. – 454 с.
5. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расч га автомобиля, – М.: Машиностроение, 1978. – 529 с.
6. Малаховский Я.Э. Сцепление. – М.: Машгиз, – 1960. – 298 с.
7. Малаховский Я.Э. Карданные передачи. – М.: Машгиз, 1962. – 195 с.
8. Краткий автомобильный справочник (НИИАТ). – М.: Транспорт, 1978. – 464 с.