

АВТОМОБІЛІ

Робочі процеси та основи розрахунку



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

АВТОМОБІЛІ
Робочі процеси та основи розрахунку

Лабораторний практикум

Вінниця
ВНТУ
2017

УДК 621.113
ББК 39.33-04
A22

Автори:
**Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Смирнов Є. В.,
Огневий В. О.**

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 7 від 22.12.2016 р.)

Рецензенти:

В. П. Сахно, доктор технічних наук, професор НТУ
П. П. Москвін, доктор фізико-математичних наук, професор ЖДТУ
І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор ВНТУ

Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку : лабораторний A22 практикум / [Біліченко В. В., Добровольський О. Л. Смирнов Є. В., Огневий В. О.] – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 56 с.

У лабораторному практикумі наведено методики розрахунків елементів конструкції автомобіля. Лабораторний практикум ілюстровано принциповими та розрахунковими схемами.

Лабораторний практикум стане в нагоді студентам напряму підготовки – «Автомобільний транспорт» під час підготовки до лабораторних робіт з дисципліни «Автомобілі. Робочі процеси та основи розрахунку».

УДК 621.113
ББК 39.33-04

ЗМІСТ

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ.....	5
1.1 Теоретичний розділ	5
1.1.1 Призначення механізму зчеплення.....	5
1.1.2 Будова і робочий процес зчеплення	5
1.1.3 Будова і робочий процес привода вимикання зчеплення.....	10
1.2 Опис лабораторної установки.....	12
1.3 Порядок виконання теоретичних розрахунків.....	13
1.4 Порядок проведення експериментальних досліджень	14
1.5 Зміст звіту про виконання лабораторної роботи	16
1.6 Контрольні запитання	16
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРИВАЛОВОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ	17
2.1 Теоретичний розділ	17
2.1.1 Загальні відомості.....	17
2.1.2 Будова тривалової коробки передач.....	18
2.1.3 Будова і робочий процес синхронізаторів	20
2.2 Опис лабораторної установки.....	21
2.3 Порядок виконання теоретичних розрахунків.....	22
2.4 Порядок проведення лабораторних досліджень	22
2.5 Зміст звіту про виконання лабораторної роботи	24
2.6 Контрольні запитання	24
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ	25
3.1 Теоретичний розділ	25
3.1.1 Призначення карданної передачі.....	25
3.1.2 Загальні відомості про карданні шарніри	26
3.1.3 Шарніри нерівних частот обертання	26
3.1.4 Основні вимоги до карданів постійної частоти обертання	29
3.1.5 Універсальні шарніри з постійною частотою обертання	30
3.1.6 Пружні властивості карданної передачі.....	34
3.1.7 Критична частота обертання.....	35
3.2 Опис лабораторної установки.....	37
3.3 Порядок проведення експериментальних досліджень	37
3.4 Контрольні запитання	38
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОЗДАВАЛЬНОЇ КОРОБКИ	39
4.1 Теоретичний розділ	39
4.1.1 Загальні відомості про роздавальні коробки.....	39
4.1.2 Вибір передаточних чисел роздавальних коробок	40
4.1.3 Будова роздавальної коробки автомобіля ЗИЛ-131НВ	41
4.2 Опис лабораторної установки.....	45

4.3	Порядок проведення експерименту.....	45	
4.4	Порядок виконання роботи.....	45	
4.5	Зміст звіту.....	46	
4.6	Контрольні запитання.....	46	
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ			
ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ.....			47
5.1	Теоретичний розділ.....	47	
5.1.1	Типи головних передач.....	47	
5.1.2	Регулювання зубчастих коліс і підшипників.....	50	
5.1.3	Визначення передаточного числа головної передачі трансмісії автомобіля.....	51	
5.1.4	Головна передача автомобіля ВАЗ-2101.....	52	
5.2	Порядок виконання роботи.....	52	
5.3	Зміст звіту.....	53	
5.4	Контрольні запитання.....	53	
ЛІТЕРАТУРА.....			54
ГЛОСАРІЙ.....			55

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ

Мета роботи: вивчити будову механізму зчеплення, привода зчеплення; вивчити регулювальні роботи, ознайомиться з методикою розрахунку основних параметрів зчеплення.

1.1 Теоретичний розділ

1.1.1 Призначення механізму зчеплення

Зчеплення призначене для плавного рушання автомобіля, короткочасного роз'єднання двигуна й трансмісії при перемиканні передач і запобігання впливу на трансмісію більших динамічних навантажень, що виникають на перехідних режимах і при русі по різних дорогах.

Зчеплення повинно забезпечити:

- надійну передачу крутного моменту від двигуна в трансмісію при будь-яких умовах експлуатації;
- плавне рушання автомобіля з місця й повне включення зчеплення;
- необхідну «чистоту» вимикання, тобто повне відключення двигуна від трансмісії з гарантованим зазором між поверхнями тертя;
- мінімальний момент інерції ведених елементів зчеплення, що дозволяє здійснити більш легке перемикання передач і зниження зношування поверхонь тертя в синхронізаторі;
- необхідне відведення теплоти від поверхонь тертя;
- запобігання трансмісії автомобіля від динамічних навантажень;
- зручність і легкість керування, оцінювані зусиллям на педалі, її ходом при вимиканні зчеплення; можливість автоматизації керування.

1.1.2 Будова і робочий процес зчеплення

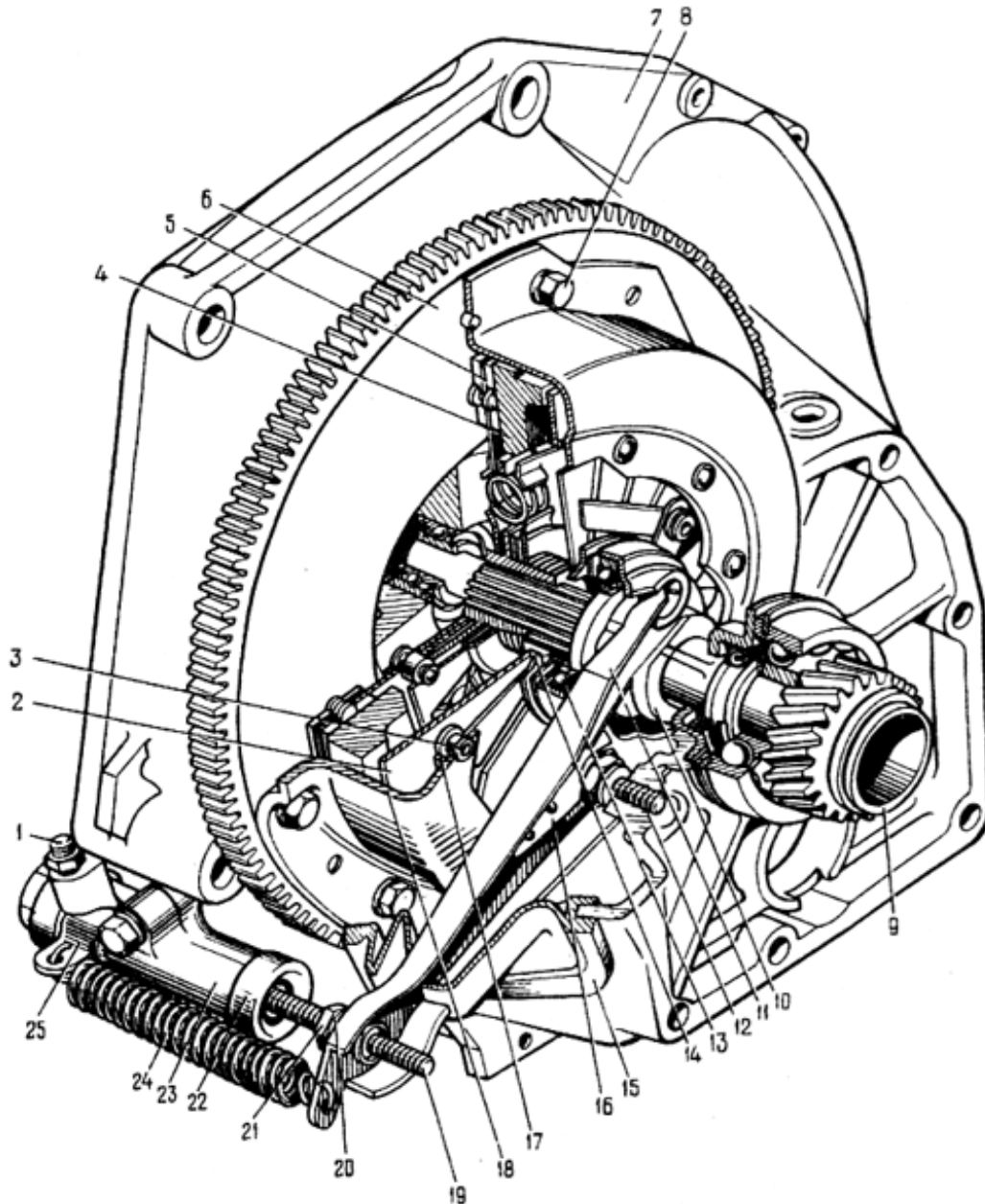
У лабораторній роботі розглядається будова і робочий процес автомобіля ВАЗ-2101. Основні параметри зчеплення наведені в таблиці 1.1. На автомобілі встановлене сухе однодискове зчеплення (рис. 1.1) із пружинною маточиною й гасителем крутильних коливань. Для кращого охолодження зчеплення на фланці й прилеглої до нього бічної поверхні кожуха зроблені три зрізи, через які під час роботи циркулює повітря. На бічних поверхнях кожуха передбачені три рівномірно розташованих прямокутних вікна, у які входять із мінімальним зазором три оброблених виступи натискного диска. Таке з'єднання забезпечує передачу крутного моменту через кожух на натискний диск; центрування натискного диска відносно кожуха; можливість осьового переміщення натискного диска відносно маховика при вимиканні зчеплення.

Таблиця 1.1 – Основні параметри зчеплення автомобіля ВАЗ-2101

Параметри	Значення
Максимальний крутний момент двигуна, Н · м	186,3
Число ведених дисків	1
Фрикційні накладки, мм	
зовнішній діаметр	225
внутрішній діаметр	150
товщина	3,5
Площа тертя фрикційної накладки, см ²	221
Різниця в товщині веденого диска у виключеному й включеному зчепленні, мм	1
Середній радіус тертя, мм	95
Натискна пружина:	
зусилля у виключеному зчепленні, кН	5,50
зусилля у включеному зчепленні, кН	5,14
Тиск на фрикційні накладки, МПа	0,233
Розрахунковий коефіцієнт тертя	0,3
Коефіцієнт запасу зчеплення	1,55
Припустима частота обертання, об/хв	4500
Максимальний діаметр кожуха зчеплення, мм	279
Число віджимних важелів	3
Передаточні числа:	
важелів вилки	3,79
педалі	1,44
Хід муфти включення, мм:	
холостий	2,5
робочий	10
Привод механізму зчеплення:	
діаметр головного циліндра, мм	22
діаметр робочого циліндра, мм	25
повний хід педалі зчеплення, мм	250–350
вільний хід педалі зчеплення, мм	4–20

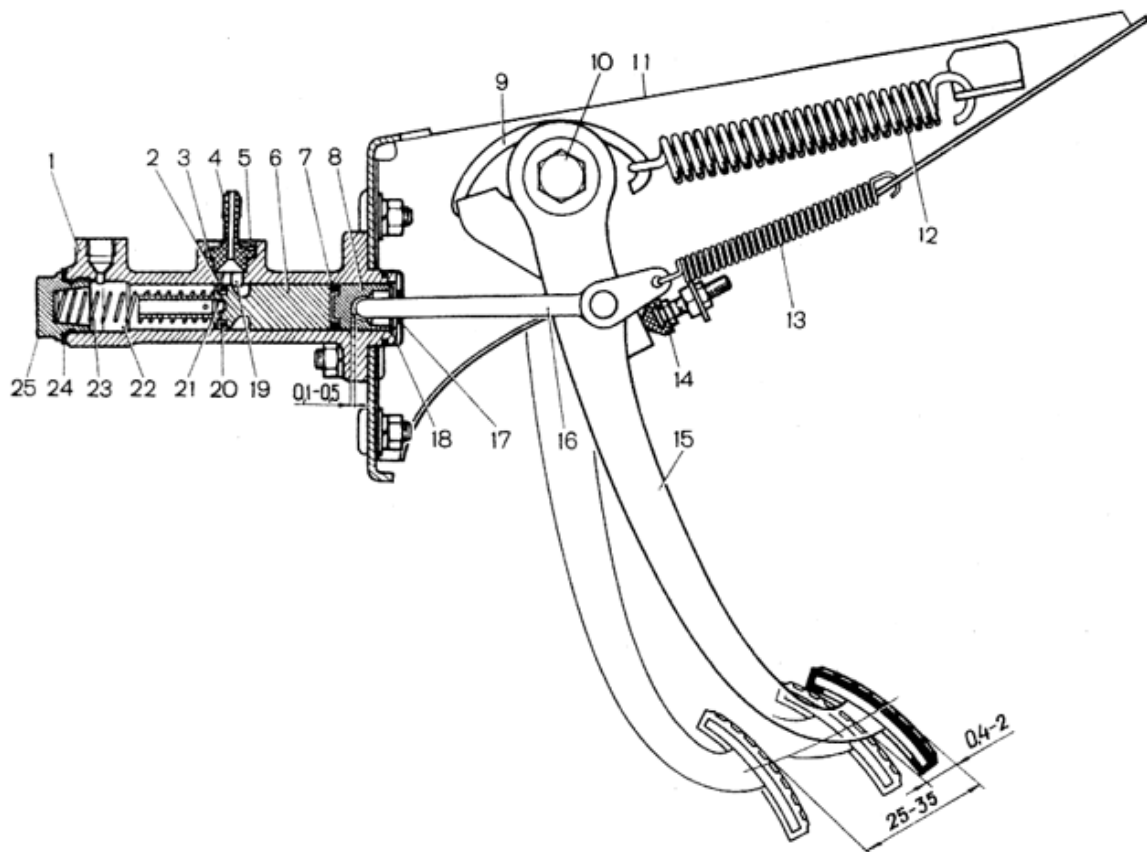
Зчеплення складається з ведучої, веденої частин і гідравлічного привода. Ведуча частина зчеплення виконана нерозбірним вузлом, який кріпиться до маховика 6 (рис. 1.1) болтами 8. До неї входять: кожух 1 зчеплення, натискний диск 4 і натискна пружина 2. Веденою частиною зчеплення є ведений диск 5, розташований між маховиком і натискним диском. До веденого диска приклепані дві фрикційні накладки, а сам диск з'єднується зі своєю маточиною через елементи гасителя крутних коливань (демпфера). Ведений диск 5 зчеплення передає крутний момент від двигуна на первинний вал коробки передач завдяки силам тертя на

поверхнях фрикційних накладок, затиснутих у робочому положенні зусиллям натискних пружин між поверхнями маховика й натискного диска.



1 – кожух зчеплення; 2 – натискна пружина; 3 – ступінчаста заклепка; 4, 5 – відповідно натискний і ведений диски; 6 – маховик; 7 – картер зчеплення; 8 – болт; 9 – первинний вал коробки передач; 10 – муфта підшипника вимикання зчеплення; 11 – вилка вимикання зчеплення; 12 – кульова опора вилки; 13 – підшипник вимикання зчеплення; 14 – упорний фланець натискної пружини; 15 – чохол вилки вимикання зчеплення; 16 – пружина; 17 – опорне кільце натискної пружини; 18 – штовхач вилки вимикання зчеплення; 19 – регулювальна гайка; 20 – контргайка; 21 – захисний ковпачок; 22 – циліндр привода вимикання зчеплення; 23 – відтяжна пружина вилки; 24 – скоба пружини; 25 – штуцер для прокачування

Рисунок 1.1 – Зчеплення і привід вимикання зчеплення



1 – головний циліндр; 2 – компенсаційний отвір, 3 – прокладка штуцера; 4 – штуцер; 5 – стопорна пружинна шайба; 6 – поршень головного циліндра; 7 – ущільнювальне кільце, 8 – поршень штовхача; 9 – гачок; 10 – вісь педалей зчеплення і гальма; 11 – кронштейн педалей зчеплення і гальма; 12 – підсилююча пружина педалі зчеплення (сервопружина); 13 – відтяжна пружина педалі зчеплення; 14 – обмежувач ходу педалі зчеплення; 15 – педаль зчеплення; 16 – штовхач; 17 – захисні ковпачок; 18 – стопорне кільце; 19 – перепускний отвір; 20 – ущільнювальне кільце (кільцевий клапан); 21 – перепускний отвір поршня; 22 – робочий циліндр; 23 – пружина; 24 – прокладка; 25 – пробка

Рисунок 1.2 – Педаль і головний циліндр привода вимикання зчеплення

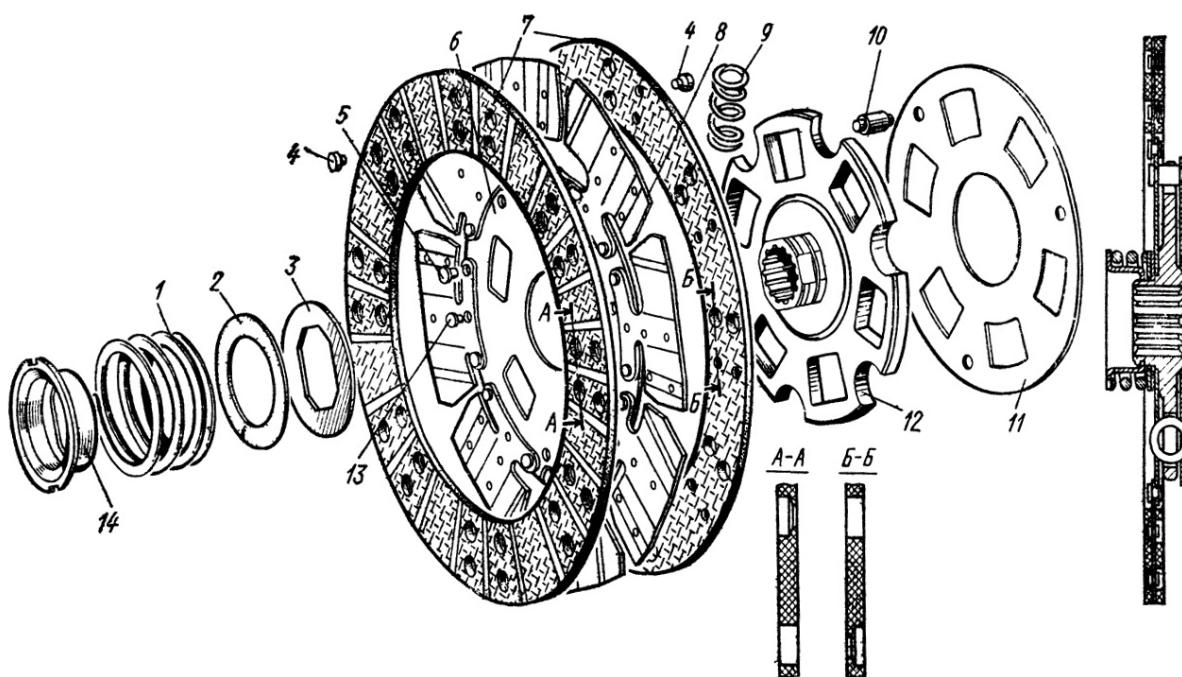
Гідравлічний привод складається з педалі 15 (рис. 1.2), головного 1 і робочого 22 циліндрів і трубопроводів.

Фрикційні накладки 7 (рис. 1.3) виготовлені з азбестової тканиної стрічки з уплетеним в неї мідним або латунним дротом.

Кожна накладка має по 24 канавки, які сприяють кращому відведенню тепла й очищенню тертьових поверхонь від продуктів зношування. Накладки прикріплені до восьми хвилястих пружинних пластин 8, які, у свою чергу, приклепані до сталевого диска 6. Приклепування кожної накладки до хвилястих пластин виконано незалежно одна від одної, для чого головки заклепок 4 однієї накладки вільно (із зазором) розташовуються в отворах, спеціально для цього зроблених в іншій накладці.

Таке приклепування допускає невелику розбіжність накладок під дією сил пружності хвилястих пластин, коли ведений диск не затиснутий. У міру збільшення сил натискання на ведений диск хвилясті пластини поступово розпрямляються, забезпечуючи тим самим більш плавне включення зчеплення. При повному включенні пластини практично приймають плоску форму; товщина веденого диска в стислому стані зменшується приблизно на 0,7 мм порівняно з його товщиною у вільному стані.

До диска 6 за допомогою пальців 10 приклепаний диск 11. В обох дисках зроблено по шість вікон, розташованих одне проти одного. Між дисками перебуває фланець маточини 12 веденого диска, що має шість вікон і U-подібних вирізів, через які проходять пальці 10. Циліндричні пружини 9 гасителя крутильних коливань розміщені і у вікнах маточини, і у вікнах обох дисків. Вони передають крутний момент двигуна від фрикційних накладок до маточини, стискаючись залежно від величини переданого моменту. Поворот фрикційних накладок з дисками відносно маточини обмежений упором пальців в краї U-подібних вирізів.



1, 9 – пружини гасителя крутильних коливань; 2, 3 – шайби; 4, 5 – заклепки;
6, 11 – диски; 7 – фрикційні накладки; 8 – пластина; 10 – палець; 12 – маточина
веденого диска; 13 – балансувальний вантажик; 14 – упор

Рисунок 1.3 – Ведений диск зчеплення

Пружини гасителя крутильних коливань сприяють м'якому включенню зчеплення, а також знижують частоту власних коливань силової передачі, усуваючи можливість появи резонансних коливань.

Зміни крутного моменту, спричинені крутильними коливаннями колінчастого вала двигуна, змушують диски 6 і 11 повертатися відносно маточини в ту або іншу сторону, стискаючи й розтискаючи пружини 9. Для зменшення передачі цих коливань на трансмісію служить гаситель крутильних коливань, що складається зі сталеві фрикційної шайби 3, що сидить на лисках маточини 12 і затиснутої між диском 6 і теплоізолювальною паронітовою шайбою 2.

Гасіння коливань забезпечується завдяки тертю між цими деталями при повороті диска відносно маточини. Сталість зусилля фрикційної шайби (а отже, і моменту тертя в гасителі) забезпечується пружиною 1, що впирається в відбортовку упору 14, зафіксованого в канавці на маточині. Для розбирання гасителя крутильних коливань необхідно надавити на упор, злегка стиснувши пружину, повернути упор на 90° і зняти його з маточини.

Для забезпечення необхідної співвісності коробки передач із колінчастим валом двигуна задній торець і посадковий отвір картера зчеплення обробляються в складеному вигляді із блоком циліндрів. Тому при заміні картера зчеплення повинно бути забезпечене биття заднього торця й посадкового отвору відносно осі колінчастого вала не більше 0,08 мм.

Вентиляція картера зчеплення необхідна для охолодження деталей, що сильно нагріваються в процесі роботи, а також для видалення продуктів зношування, пилу й бруду, здійснюється шляхом засмоктування повітря через забірне вікно й викиду його через вихідне вікно.

1.1.3 Будова і робочий процес привода вимикання зчеплення

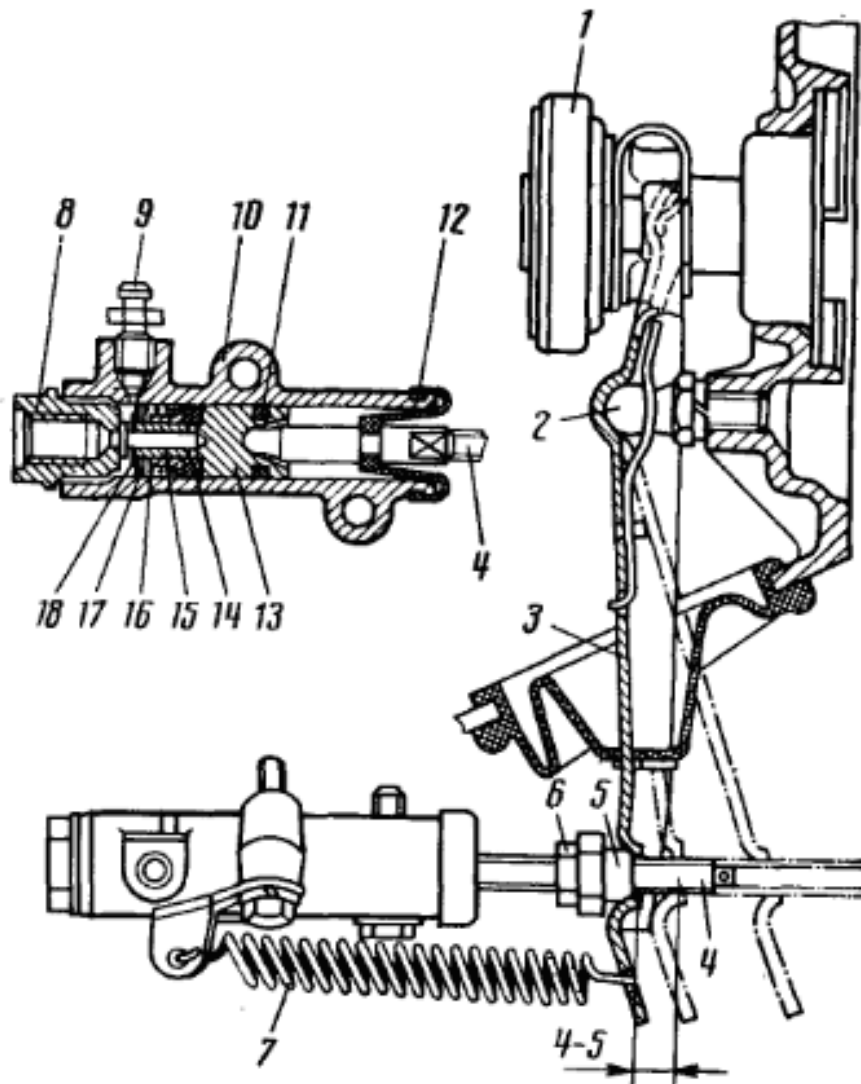
Привод вимикання зчеплення (див. рис. 1.1) – гідравлічний; вимикання зчеплення здійснюється за допомогою підвісної педалі головного циліндра, трубопроводу й робочого циліндра.

Повний хід педалі (див. рис. 1.2), що забезпечує вимикання зчеплення, 250–350 мм. Вільний хід педалі становить 4–20 мм. Він забезпечується конструктивно й не регулюється.

Хід зовнішнього кінця вилки 3 (рис. 1.4) вимикання зчеплення при повністю натиснутій педалі повинен бути не менше 14 мм.

При вимиканні зчеплення разом з педаллю 15 (див. рис. 1.2) переміщуються штовхач 16 і поршні 6 та 8, стискаючи пружину 23. При цьому переднє ущільнювальне кільце 20 перекидає компенсаційний отвір 2 і порожнина циліндра роз'єднується з бачком. Під тиском поршня рідина через трубопроводи надходить у порожнину робочого циліндра (рис. 1.4), переміщуючи поршень 13 і штовхач 4. Вилка 3 повертається відносно кульової опори 2 і переміщує муфту підшипників 1 вимикання зчеплення. Підшипник тисне на упорний фланець 14 (див. рис. 1.1), через який прогинає натискну пружину на опорних кільцях 17. Зовнішня кромка пружини через фіксатори відводить натискний диск від веденого

диска і передача крутного моменту на коробку передач припиняється.



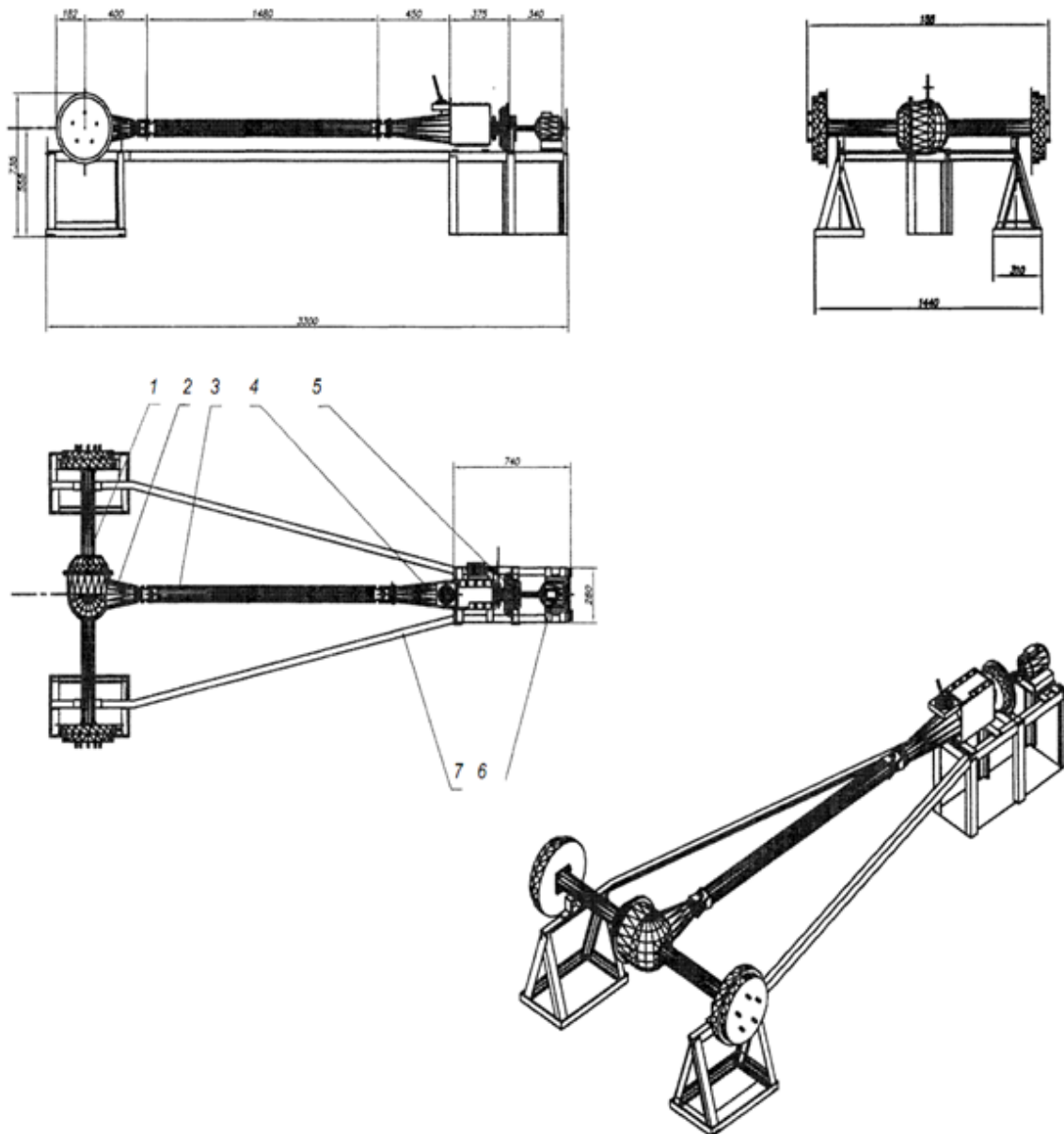
1 – підшипник виключення зчеплення; 2 – кульова опора, 3 – вилка вимикання зчеплення; 4 – штовхач; 5 – регулювальна гайка; 6 – контргайка; 7 – відтяжна пружина; 8 – пробка корпуса; 9 – штуцер для прокачування; 10 – корпус циліндра; 11 – кільце ущільнювача; 12 – захисний ковпачок; 13 – поршень; 14 – ущільнювач; 15 – тарілка; 16 – пружина; 17 – опорна шайба; 18 – стопорне кільце

Рисунок 1.4 – Привод вимикання зчеплення

При відпусканні педалі всі деталі привода зчеплення повертаються у вихідне положення під дією пружин. Кільце ущільнювача 20 (рис. 1.2) відходить від компенсаційного отвору 2, відновлюючи сполучення порожнин головного циліндра і бачка. Під дією натискної пружини натискний диск притискає ведений диск до поверхні маховика. За рахунок сил тертя крутний момент від ведучої частини зчеплення передається на ведений диск і через елементи демпфера на первинний вал коробки передач.

1.2 Опис лабораторної установки

Стенд, на якому складена трансмісія автомобіля ВАЗ-2101, показано на рисунку 1.5. Стенд містить задній міст 1, головну передачу 2, карданну передачу 3, коробку передач 4, зчеплення із приводом вимикання зчеплення 5, електродвигун 6 і основу 7. Деталі механізму зчеплення: кожух зчеплення з натискним диском у зборі, ведений диск у зборі, ведений диск розібраний, головний циліндр привода вимикання зчеплення, робочий циліндр вимикання зчеплення. Штангенциркуль, лінійка, динамометр.



1 – задній міст; 2 – головна передача; 3 – карданна передача; 4 – коробка передач;
5 – зчеплення; 6 – електродвигун; 7 – основа

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд стенда

1.3 Порядок виконання теоретичних розрахунків

1. Найбільший переданий крутний момент зчепленням без проковзування:

$$M_{K \max} = P_H \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot Z, \quad (1.1)$$

де P_H – зусилля, розвинуте натискними пружинами, Н;
 $\mu = 0,25 \dots 0,35$ – коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь;
 Z – кількість поверхонь тертя, для однодискового зчеплення $Z = 2$;
 R_{cp} – середній радіус тертя, мм;
2. Середній радіус тертя:

$$R_{cp} = \frac{(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)}, \quad (1.2)$$

де D – зовнішній діаметр фрикційних накладок, мм;
 d – внутрішній діаметр фрикційних накладок, мм;
3. Коефіцієнт запасу зчеплення

$$\beta = \frac{M_{K \max}}{M_{e \max}}, \quad (1.3)$$

де $M_{e \max}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н · м.

Коефіцієнт запасу зчеплення для легкових автомобілів береться $\beta = 1,75 \dots 2,5$, він враховує усадку натискної пружин і зношування фрикційних накладок;

4. Передаточне число привода вимикання зчеплення

$$u = u_{ned} \cdot u_{np} \cdot u_g \cdot u_{зч}, \quad (1.4)$$

де u_{ned} – передаточне відношення педалі;
 u_{np} – передаточне відношення гідропривода;
 u_g – передаточне відношення вилки вимикання зчеплення;
 $u_{зч}$ – передатне відношення віджимних важелів зчеплення.

5. Величина зусилля на педалі в загальному випадку дорівнює

$$P_{ned} = \frac{P_H}{u \cdot \eta} + \frac{P_{від}}{u_{від} \cdot \eta_{від}}, \quad (1.5)$$

де η – ККД привода ($\eta \approx 0,83 \dots 0,86$);
 $P_{від}$ – зусилля, створюване відтяжною пружиною, Н;

$u_{від}$ і $\eta_{від}$ – відповідно передаточне число й ККД частини привода від відтяжної пружини до педалі;

6. Повний хід педалі дорівнює

$$S = S_p + S_c = \Delta l \cdot u + \Delta \cdot u_{нед} \cdot u_{пр} \cdot u_{в}, \quad (1.6)$$

де S_p, S_c – робочий хід педалі й вільний хід педалі, відповідно, мм;

$\Delta l = i\delta + m$ – хід натискного диска, мм;

i – число поверхонь тертя;

δ – зазор між дисками у виключеному стані, мм;

m – деформація веденого диска у включеному стані, мм;

Δ – зазор між важелями й муфтою вимикання зчеплення, мм;

7. Робота, затрачувана на повне вимикання зчеплення

$$A = S_p \frac{P_{нед\max} + P_{нед\min}}{2}, \quad (1.7)$$

де $P_{нед\max}$ – максимальне зусилля на педалі при виключеному зчепленні, Н;

$P_{нед\min}$ – мінімальне зусилля на педалі при включеному зчепленні, Н.

Зусилля на педалі розрахувати за формулою (1.5), підставляючи значення зусилля натискних пружин у виключеному й у включеному стані.

1.4 Порядок проведення експериментальних досліджень

1. Вивчити будову зчеплення й привода вимикання зчеплення, назву й призначення деталей і вузлів, використовуючи деталі механізму зчеплення.

2. Під керівництвом викладача зробити включення стенда (рис. 1.5). Зробити вимикання зчеплення, вивчити робочий процес зчеплення й привода вимикання зчеплення.

3. Скласти гідрокінематичну схему зчеплення. Виміряти й нанести на кінематичну схему основні розміри привода вимикання зчеплення, необхідні для розрахунку передаточних відношень привода вимикання зчеплення.

4. Виміряти зовнішній і внутрішній діаметр фрикційних накладок.

5. Виконати ескізи головного й робочого циліндра, із вказанням посадкових розмірів і шорсткості найбільш відповідальних поверхонь.

6. З технічної характеристики механізму зчеплення визначити зусилля натискних пружин у включеному й виключеному стані.

7. Виміряти вільний і робочий хід натискного диска й педалі привода вимикання зчеплення.

8. Виміряти за допомогою динамометра зусилля на педалі привода вимикання зчеплення.

9. Результати вимірів і обчислень занести в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати вимірів і обчислень

Параметри	Табличне	Розрахункове або виміряне
Максимальний крутний момент, Н · м		
Фрикційні накладки, мм зовнішній діаметр внутрішній діаметр товщина		
Площа тертя фрикційної накладки, мм ²		
Різниця в товщині веденого диска при виключеному й включеному зчепленні, мм		
Середній радіус тертя, мм		
Натискна пружина: зусилля у виключеному зчепленні, кН зусилля у включеному зчепленні, кН		
Розрахунковий коефіцієнт тертя		—
Коефіцієнт запасу зчеплення		
Передаточні числа: педалі гідропривода важелів		
Хід натискного диска, мм: холостий робочий		
Хід муфти включення, мм: холостий робочий		
Привод механізму зчеплення, мм: діаметр головного циліндра діаметр робочого циліндра повний хід педалі зчеплення вільний хід педалі зчеплення		
Зусилля на педалі, Н		
Робота на вимикання зчеплення, Дж	23	

1.5 Зміст звіту про виконання лабораторної роботи

1. Основні теоретичні положення.
2. Виконати розрахунки:
 - найбільшого передаточного крутного моменту зчепленням без проковзування;
 - середнього радіуса тертя;
 - коефіцієнту запасу зчеплення;
 - передаточного числа привода вимикання зчеплення;
 - величини зусилля на педалі;
 - повного ходу педалі;
 - роботи затраченої на повне вимикання зчеплення.
3. Зобразити кінематичні схеми:
 - механізму зчеплення;
 - привода вимикання зчеплення.
4. Накреслити ескізи:
 - головного циліндра привода вимикання зчеплення;
 - робочого циліндра привода вимикання зчеплення.
5. Заповнити таблицю 1.2 результатами вимірів і обчислень.
6. Зробити висновки.

1.6 Контрольні запитання

1. Перерахувати типи автомобільних зчеплень.
2. Призначення і функції механізму зчеплення.
3. Перелічити основні деталі й вузли зчеплення, їх призначення і принцип дії.
4. Основні несправності зчеплення й методи їхнього усунення.
5. Дати класифікацію зчеплень за створенням натискного зусилля.
6. Дати класифікацію зчеплень за приводом.
7. Які зчеплення є постійно замкненими?
8. Які зчеплення за зв'язком ведучих і ведених частин отримали найбільше застосування?
9. На яких автомобілях застосовуються однодискові зчеплення?
10. На яких автомобілях застосовуються дводискові зчеплення і чому?
11. Які бувають приводи вимикання зчеплення?
12. Коли доцільно використовувати підсилювач привода вимикання зчеплення?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРИВАЛОВОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи: вивчити призначення, будову та робочий процес основних типів коробки зміни передач автомобілів, вивчити призначення й робочий процес синхронізатора

2.1 Теоретичний розділ

2.1.1 Загальні відомості

Коробка передач є агрегатом трансмісії, що перетворює крутний момент і частоту обертання за величиною й напрямком. У механічних коробках передач це перетворення здійснюється, як правило, за допомогою зубчастих коліс і є східчастим.

До коробок передач висувають такі вимоги:

- забезпечення необхідних динамічних і економічних якостей автомобіля шляхом правильного вибору передаточних чисел і кількості передач;
- створення умов для можливості тривалого від'єднання двигуна від трансмісії при нейтральному положенні;
- забезпечення простоти й зручності керування;
- створення умов для безшумної роботи;
- забезпечення високого ККД.

Діапазон – це частка від ділення передаточних чисел нижчої й вищої передачі. Діапазон сучасних коробок передач становить 3,0–4,5 для легкових автомобілів, 5,0–8,0 для вантажних автомобілів загального призначення й автобусів і 10,0–20,0 для автомобілів високої прохідності й тягачів.

$$D_k = \frac{u_n}{u_1}, \quad (2.1)$$

де u_1 – передаточне число нижчої передачі;

u_n – передаточне число вищої передачі.

Діапазон роботи двигуна, можливість і легкість перемикання передач, умови роботи синхронізаторів залежать від інтервалу передаточних чисел між суміжними щаблями в коробці передач. Інтервал між передачами можна оцінювати по кроку сусідніх передач

$$q_{i,i+1} = \frac{u_i}{u_{i+1}}, \quad (2.2)$$

де u_i – передаточне число i -ої передачі;

u_{i+1} – передаточне число $i + 1$ передачі.

Передаточні числа в більшості випадків розраховуються за геометричним рядом, що забезпечує можливість роботи двигуна при розгоні автомобіля в однаковому режимі на всіх передачах. У загальному вигляді передаточне число проміжної передачі

$$u_i = u_1 \cdot D_k^{(i-1)/(1-n)}, \quad (2.3)$$

де i – номер передачі;

n – число передач.

Якщо в коробці передач є пряма передача, то передаточні числа проміжних передач

$$u_i = u_1^{(n_{np}-i)/(n_{np}-1)}, \quad (2.4)$$

де n_{np} – номер прямої передачі.

Передаточні числа за гармонічним рядом визначаються з умови забезпечення зростання швидкості автомобіля на ту саму величину на кожній ступені. При цьому крок між вищими передачами виявляється значно меншим, ніж між нижчими.

Передаточні числа проміжних передач гармонічного ряду в загальному випадку:

$$u_i = u_1 \cdot \left(\frac{i-1}{n-1} (D_k - 1) + 1 \right)^{-1}. \quad (2.5)$$

Якщо передача з індексом n є прямою, то

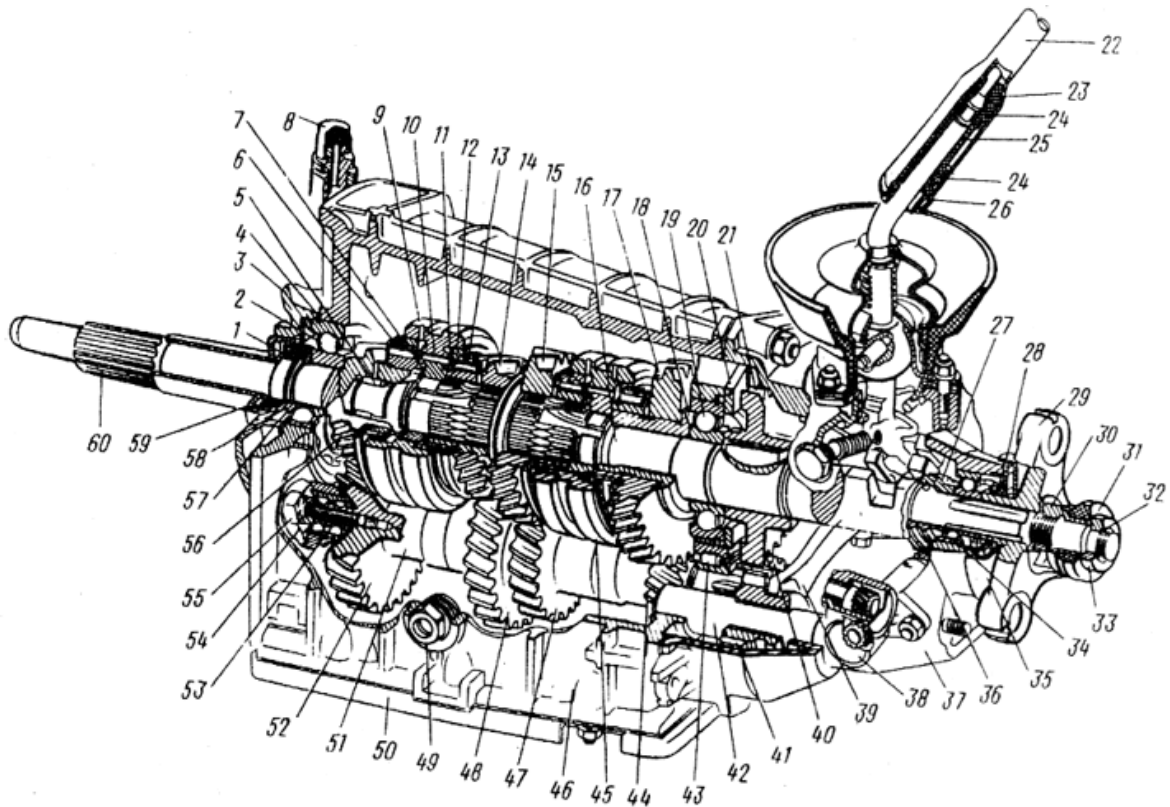
$$u_i = u_1 \cdot \left(\frac{i-1}{n-1} u_1 + \frac{n-i}{n-1} \right)^{-1}. \quad (2.6)$$

2.1.2 Будова тривалої коробки передач

На автомобілі ВАЗ-2101 встановлюється тривалова, чотириступінчаста коробка передач, із синхронізаторами на всіх передачах переднього ходу (рис. 2.1). Передаточні числа коробки передач: першої – 3,24; другої – 1,98; третьої – 1,29; четвертої – 1,00; заднього ходу – 3,34.

Коробка передач автомобіля ВАЗ-2101 має синхронізатори на всіх

передачах переднього ходу. Первинний вал 60 (рис. 2.1), що закривається кришкою 59, обертається в двох підшипниках: передньому – в торці



1 – сальник первинного вала; 2 – задній підшипник первинного вала; 3 – картер зчеплення; 4 – установче кільце підшипника; 5 – голчастий підшипник вторинного вала; 6 – упорна шайба пружини синхронізатора IV передачі; 7 – зубчаста шестерня синхронізатора IV передачі; 8 – сапун; 9 – муфта синхронізатора III і IV передач; 10 – маточина муфти синхронізатора; 11 – стопорне кільце блокувального кільця синхронізатора; 12 – блокувальне кільце синхронізатора; 13 – пружина синхронізатора; 14 – ведена шестерня III передачі; 15 – ведена шестерня II передачі; 16 – вторинний вал; 17 – ведена шестерня I передачі; 18 – втулка шестерні I передачі; 19 – проміжний підшипник вторинного вала; 20 – стопорна пластина; 21 – ведена шестерня заднього ходу; 22 – вал важеля; 23 – опорна подушка; 24 – пружна подушка; 25 – дистанційна втулка; 26 – запірні втулка; 27 – ведуча шестерня привода спідометра; 28 – сальник вторинного вала; 29 – фланець еластичної муфти; 30 – гайка; 31 – ущільнювач центрального кільця; 32 – стопорне кільце; 33 – центрвальне кільце; 34 – задній підшипник вторинного вала; 35 – брудовідбивач; 36 – ведена шестерня привода спідометра; 37 – задня кришка коробки передач; 38 – привод спідометра; 39 – вилка включення заднього ходу; 40 – ведуча шестерня заднього ходу; 41 – проміжна шестерня заднього ходу; 42 – вісь проміжної шестерні; 43 – задній підшипник проміжного вала; 44 – ведуча шестерня I передачі; 45 – муфта синхронізатора I і II передач; 46 – картер коробки передач; 47, 48 – ведуча шестерня відповідно II і III передач; 49 – пробка заливного і контрольного отвору; 50 – нижня кришка коробки передач; 51 – проміжний вал; 52 – шестерня постійного зачеплення проміжного вала; 53 – передній підшипник проміжного вала; 54 – затискна шайба підшипника; 55 – болт; 56 – зубчастий вінець постійного зачеплення первинного вала; 57 – пружинна шайба; 58 – стопорне кільце; 59 – передня кришка коробки передач; 60 – первинний вал

Рисунок 2.1 – Чотириступінчаста коробка передач автомобіля ВАЗ-2101

колінчастого вала двигуна і задньому 2 – в гнізді картера коробки передач. У вала є два зубчастих вінця.

Вінець 56 з косими зубами знаходиться в постійному зачепленні з шестернею 52 проміжного вала, а шестерня 7 з прямими зубами є вінцем синхронізатора IV передачі. Проміжний вал 51 являє собою блок чотирьох шестерень, встановлений в двох підшипниках 43 і 53. Вторинний вал 16 встановлено на трьох підшипниках, причому передній голчастий підшипник 5 розташований в гнізді первинного вала, задній підшипник 34 – в задній кришці 37, а середній підшипник 19 – у гнізді картера коробки передач. Від осьового зсуву вторинний вал утримується пластиною 20. Кожен з двох розташованих на вторинному валу синхронізаторів складається з ковзних муфт 9 і 45, маточини 10, блокувальних кілець 12 і пружин 13. Маточина, жорстко з'єднана з вторинним валом, має зовнішні вінці, на яких розташована ковзна муфта 9. Блокувальні кільця своїми внутрішніми вінцями з'єднуються з вінцями синхронізаторів первинного вала і шестерні 14 III передачі. Кільця підтискаються до конічних поверхонь муфти пружинами 13. Проміжна шестерня 41 заднього ходу вільно розташована на осі 42. При включенні заднього ходу шестерня 41 заходить в зачеплення з шестернями 40 і 21.

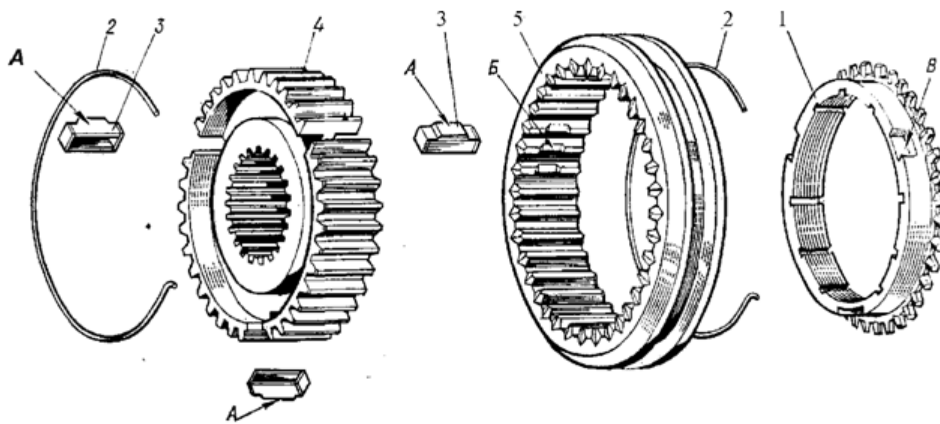
2.1.3 Будова і робочий процес синхронізаторів

У ступінчастих коробках передач установлюються інерційні синхронізатори з конусними поверхнями тертя. Конструкції синхронізаторів різноманітні, однак кожна з них як обов'язкові повинна мати елементи тертя й блокування. Допоміжними є елементи пружного зв'язку між деталями. Вони сприяють установленню деталей системи в нейтральне положення й одночасно не перешкоджають блокуванню системи, розблокуванню й включенню передач.

Розглянемо будову синхронізаторів коробки передач автомобіля ВАЗ-2101 (рис. 2.2). На зовнішній поверхні маточини нарізані шліци, по яких переміщається муфта 5 синхронізатора, і на рівних відстанях один від одного три поздовжніх пази, в які поміщені три штампованих сухарі 3 з виступами А на середині. Сухарі притиснуті до шліців муфти двома пружинними кільцями 2, причому виступи А сухарів входять у три зрізані шліци Б муфти. З обох кінців маточини встановлені блокувальні латунні кільця 1. На торці зовнішнього діаметра цих кілець виштампувано по трьох паза В, у які входять кінці сухарів.

Блокувальні кільця мають внутрішню конічну поверхню, що відповідає конічній поверхні вінців синхронізатора шестерень. На конічній поверхні кілець нарізані дрібна різь й дев'ять поперечних канавок. Вони розривають масляну плівку між блокувальним кільцем і конічною поверхнею шестерні передачі, що включається, при їхньому зіткненні, внаслідок чого між кільцем і конічною поверхнею виникає підвищене тертя. Зовні на кільцях є короткі зубці, такі ж як і на сусідніх з ними вінцях синхронізатора

шестерень. Ці зубці відповідають западинам між шліцами муфти синхронізатора, у результаті чого муфта, переміщаючись в осьовому напрямку, може входити в зачеплення своїми шліцами із зубцями блокувальних кілець і із зубчастими вінцями шестерень.



1 – блокувальне кільце синхронізатора; 2 – пружина синхронізатора; 3 – сухар синхронізатора; 4 – маточина синхронізатора; 5 – муфта синхронізатора; А – виступи на сухарі синхронізатора; Б – зрізані шліци муфти синхронізатора; В – пази під сухарі синхронізатора на блокувальному кільці синхронізатора

Рисунок 2.2 – Будова синхронізатора

У циліндричну проточку на верхній поверхні муфти синхронізатора входить вилка включення передач.

Зубчасті муфти виконуються із прямими зубцями евольвентного профілю.

Ефективність синхронізатора оцінюється часом синхронізації за умови, що дотримано обмеження за зусиллям на важелі перемикання передач і тиску на поверхнях тертя. Орієнтовні значення часу синхронізації t_c :

- для легкових автомобілів:
 - вищі передачі $t_c = 0,15 \dots 0,3$ с;
 - нижчі передачі $t_c = 0,5 \dots 0,8$ с;
- для вантажних автомобілів:
 - вищі передачі $t_c = 0,3 \dots 0,5$ с;
 - нижчі передачі $t_c = 1 \dots 1,5$ с.

2.2 Опис лабораторної установки

Для вивчення коробок передач використовується стенд, на якому зібрана трансмісія автомобіля ВА3-2101 (див. рис. 1.5), деталі синхронізатора. Для вимірювання частоти обертання валів використовується механічний тахометр, штангенциркуль.

2.3 Порядок виконання теоретичних розрахунків

1. Розрахувати передаточне число зубчастої передачі

$$U = \frac{Z_{вед}}{Z_{ведуч}} = \frac{\omega_{ведуч}}{\omega_{вед}} = \frac{n_{ведуч}}{n_{вед}}, \quad (2.7)$$

де $Z_{вед}$, $Z_{ведуч}$ – число зубів веденого й ведучого зубчастого колеса;

$\omega_{вед}$, $\omega_{ведуч}$ – кутова швидкість веденого й ведучого зубчастого колеса, 1/с;

$n_{вед}$, $n_{ведуч}$ – частота обертання веденого й ведучого зубчастого колеса, об/хв.

2. Розрахувати діапазони передаточних чисел за формулою (2.1).

3. Розрахувати кроки сусідніх передач за формулою (2.2).

2.4 Порядок проведення лабораторних досліджень

1. Вивчити будову і робочий процес коробки передач автомобіля ВАЗ-2101.

2. Скласти кінематичну схему коробки передач.

3. Скласти кінематичну схему коробки передач. Зображення синхронізатора показано на рисунку 2.3.

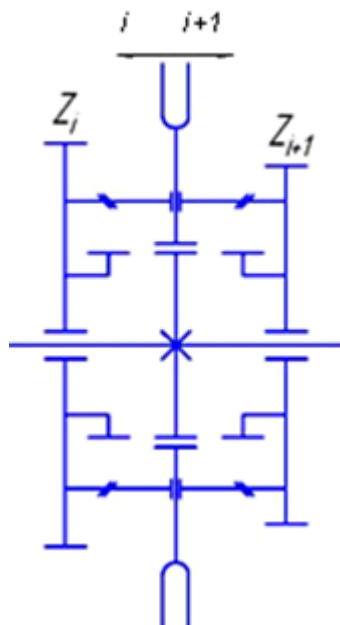


Рисунок 2.3 – Позначення синхронізаторів на кінематичній схемі

4. На кінематичній схемі вказати число зубів і номери передач, що включаються.

5. Розібрати синхронізатор, вивчити його будову і принцип дії.
6. За завданням викладача зробити ескіз деталі синхронізатора.
7. Виміряти діаметр ролика тахометра, діаметри вала електродвигуна й захисного кожуха карданного шарніра в межах вимірювання частот. Результати вимірювань занести в таблицю 2.1.
8. Під керівництвом інженера з навчального процесу включити 1-у передачу на стенді.
9. Включити електродвигун і виміряти частоту обертання вала електродвигуна й захисного кожуха. Результати занести в таблицю 2.1.
10. Повторити пункти 4, 5 для всіх інших передач.

Таблиця 2.1 – Результати вимірювань і обчислень

Параметри	Значення	
	Табличне	Розрахункове
1	2	3
Діаметр, мм: – ролика тахометра d_{pm} – вала електродвигуна d_{el} – діаметр захисного кожуха карданного шарніра $d_{ки}$		
Передаточне число передачі електродвигун – тахометр $U_{ЕД-Т} = d_{el}/d_{pm}$		
Передаточне число передачі кожух – тахометр $U_{К-Т} = d_{ки}/d_{pm}$		
Частота обертання вала електродвигуна	Покази тахометра n	Частота обертання $n = n_T / U_{ЕД-Т}$
Частота обертання вторинного вала: – перша передача – друга передача – третя передача – четверта передача – передача заднього ходу	Покази тахометра n	Частота обертання $n = n_T / U_{К-Т}$
Передаточні числа передач: – першої – другої – третьої – четвертої – заднього ходу		

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
Крок сусідніх передач: – перша – друга; – друга – третя – третя – четверта		
Діапазон передач		

2.5 Зміст звіту про виконання лабораторної роботи

1. Основні теоретичні положення.
2. Розрахунки основних параметрів коробки передач.
3. Кінематичні схеми коробок передач.
4. Ескіз деталі синхронізатора.
5. Таблиця 2.1 з результатами вимірів і обчислень.
6. Висновки.

2.6 Контрольні запитання

1. Призначення функції коробки передач автомобіля.
2. Принципи побудови рядів передаточних чисел коробки передач.
3. Призначення основних деталей і вузлів вивчених коробок передач.
4. Призначення, робочий процес й будова синхронізатора.
5. Основні несправності коробок передач.
6. Матеріали й види обробки, застосовувані при виготовленні деталей коробки передач автомобіля.
7. Яким чином визначаються передаточні числа проміжних передач?
8. Якими параметрами визначається ефективність синхронізатора?
9. Як визначаються передаточні числа зубчастих передач?
10. Зобразіть кінематичну схему коробки передач.
11. Чим оцінюється ефективність синхронізатора?
12. На яких автомобілях використовуються двовалові та тривалові коробки передач?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: вивчити призначення, будову та робочий процес, кінематичні залежності карданних шарнірів, визначити критичну частоту обертання карданного вала.

3.1 Теоретичний розділ

3.1.1 Призначення карданної передачі

Карданна передача служить для передачі крутного моменту від коробки передач або роздавальної коробки до головної передачі автомобіля при зміні відносного положення (кутів нахилу) валів, що з'єднуються.

Задній ведучий міст підвішений до рами автомобіля на підвіску й під час руху змінює своє положення відносно кузова; коробка передач закріплена на кузові нерухомо. Тому для передачі крутного моменту від вторинного вала коробки передач на ведучий вал головної передачі, осі яких перетинаються й розташовані під кутом, що змінюється при збільшенні або зменшенні навантаження, а також внаслідок поштовхів при русі автомобіля по нерівній дорозі, застосовують карданні шарніри.

Карданна передача складається з валів, їхніх опор і карданних шарнірів. Карданні передачі встановлюють: між зчепленням і коробкою передач, розташованою окремо від двигуна; між коробкою передач і роздавальною або додатковою коробкою; між головними передачами двох ведучих задніх мостів тривісного автомобіля; між головною передачею й півосями ведучих коліс із незалежною підвіскою; між півосями й передніми керованими колесами; у приводі до лебідки й інших допоміжних механізмів.

Карданні передачі поділяють за числом зчленувань на одинарні й подвійні. У цей час застосовуються, в основному, подвійні карданні передачі, у яких карданні шарніри встановлені на обох кінцях карданного вала.

Незалежно від швидкості руху автомобіля карданний вал не повинен випробовувати значних крутильних коливань і биття. Для зменшення биття виконують динамічне балансування карданного вала в складеному вигляді з карданними шарнірами. Дисбаланс усувають приварюванням на кінцях карданних труб балансувальних пластин, а якщо буде потреба й установленням балансувальних пластин під кришки підшипників карданних шарнірів. Правильне взаємне положення деталей шліцьового з'єднання після балансування фіксують спеціальними мітками.

Кутове переміщення карданних валів забезпечено конструкцією карданних шарнірів, а зміна відстаней між шарнірами наявністю

шліцьових з'єднань вилок карданних шарнірів з карданним валом. Звичайно у автомобіля, що стоїть нерухомо, еквівалентний кут установлення карданних шарнірів не перевищують $5-9^\circ$, але при русі вони можуть бути рівні $20-30^\circ$. У приводі кути між головною передачею переднього ведучого мосту й ведучими керованими колесами в момент повороту можуть досягати $30-40^\circ$.

Карданна передача, маючи певну масу, момент інерції, структурою кінематики шарнірів, рухомістю шліцьового з'єднання й неспіввісністю окремих елементів, викликаною зазорами в них і допусками при складанні, являє собою потужне джерело крутильних коливань, що відчуються суб'єктивно як вібрації, які впливають на вузли й пов'язані з ними механізми автомобіля. Тому постійно йде пошук заходів зниження інтенсивності коливань і виникаючих при цьому динамічних навантажень на конструкцію.

3.1.2 Загальні відомості про карданні шарніри

Карданні механізми (кардани) являють собою пристрої, які здатні передавати обертальний момент або обертний рух від одного вала до іншого при фіксованих або змінних кутах перетину їхніх осей.

Залежно від кутів між осями валів, що з'єднуються, можна застосовувати м'які й тверді карданні шарніри. При перших кутовий зсув валів відбувається внаслідок деформації пружних (звичайно гумових) елементів, а при других – завдяки шарнірному з'єднанню.

За кінематикою карданні шарніри поділяють на шарніри нерівних (асинхронні), рівних (синхронні) частот обертання й карданні механізми, працюючі на частотах обертання, близьких до постійних. Звичайно у всіх автомобільних приводах, крім привода до ведучих керованих коліс, застосовують шарніри нерівних частот обертання.

3.1.3 Шарніри нерівних частот обертання

Найпоширенішим шарніром даного типу, застосовуваним в трансмісіях вітчизняних вантажних і легкових автомобілів, є карданний механізм із шарніром Гука.

Універсальний карданний механізм із шарніром Гука (рисунок 3.2), являє собою з'єднання, що має змінну швидкість. Він складається із двох вилок, що з'єднуються за допомогою хрестовини, кінці якої встановлені в чотирьох підшипниках. Кінематичний аналіз такого механізму показує, що при роботі в ньому під кутом виникають змінні за напрямком руху й непостійні за величиною й напрямком сили. Це накладає обмеження при його застосуванні.

Основними перевагами карданного механізму є його відносно низька вартість, простота конструкції, що виключає необхідність складної механічної обробки, великий строк і зручність технічного обслуговування.

Кінематика карданного механізму є зовсім незвичайною: при роботі під кутом виникає нестационарний (неоднорідний) рух.

Рухові карданного механізму властиві такі характеристики.

Середні значення кутового переміщення й швидкості постійні. Це означає, що коли ведуча вилка робить один оберт, то й ведена повертається на один оберт. Однак протягом цього оберту зростаюче кутове переміщення й миттєві значення кутової швидкості та прискорення передаються через шарнір не стабільними за величиною.

Кутове переміщення веденої вилки за час одного оберту двічі випереджає й двічі відстає від ведучої.

Припускаючи, що обертання ведучої вилки є постійним, одержимо, що ведена вилка буде мати максимальне відхилення вихідної кутової швидкості відносно ведучої, коли остання лежить у площині кута шарніра, а також коли вона перпендикулярна (нормальна) до неї. Ведена вилка має ту ж саму миттєву кутову швидкість, що й ведуча при відхиленні до 45° від площини, утвореної кутом шарніра у випадку малих кутів останнього. Максимальне кутове прискорення веденої вилки спостерігається в той момент, коли її швидкість збігається зі швидкістю ведучої вилки. Максимальне значення прискорення збігається з максимальним відставанням або випередженням, відповідно.

Кутові переміщення, швидкість і прискорення зі збільшенням кута шарніра зростають, причому з порівняно великою швидкістю.

Залежність між кутами повороту ведучого і веденого валів (рис. 3.1) має такий вигляд:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 / \cos \gamma, \quad (3.1)$$

де γ – кут між ведучим й веденим валами;

α_1 – кут повороту ведучої вилки відносно положення, при якому вона перпендикулярна до площини, утвореної кутом шарніра;

α_2 – кут повороту веденої вилки відносно площини, утвореної кутом шарніра.

Продиференціювавши вираз (3.1) за часом, після спрощення одержимо:

$$\omega_1 = \omega_2 \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_1 \sin^2 \gamma}. \quad (3.2)$$

Амплітуду коливань, які виникають при обертанні карданного шарніра, що працює при деякому куті, можна визначити як максимум різниці кутів α_1 і α_2 , користуючись виразом:

$$A = \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{1}{\cos \gamma}} \right) - \operatorname{arctg} (\sqrt{\cos \gamma}). \quad (3.3)$$

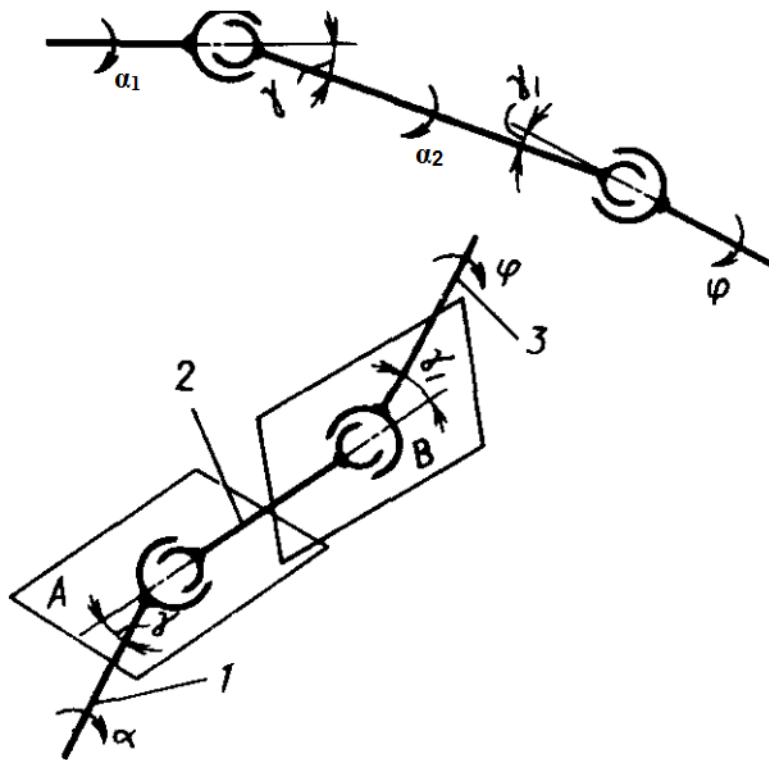


Рисунок 3.1 – Схема двошарнірної карданної передачі

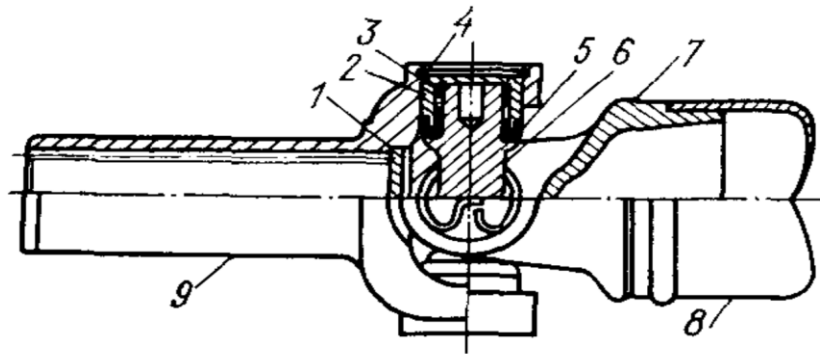
Для вирішення практичних завдань у тих випадках, коли кут шарніра не перевищує 10° , можна використовувати таку залежність:

$$A \approx \frac{1}{2}(1 - \cos \Theta) \quad \text{або} \quad A \approx \frac{\Theta^2}{4}. \quad (3.4)$$

Для забезпечення однакових частот обертання ведучого вала ω_1 і вала агрегата ω_3 , що приводиться в рух карданною передачею, застосовують передачі з парним числом шарнірів.

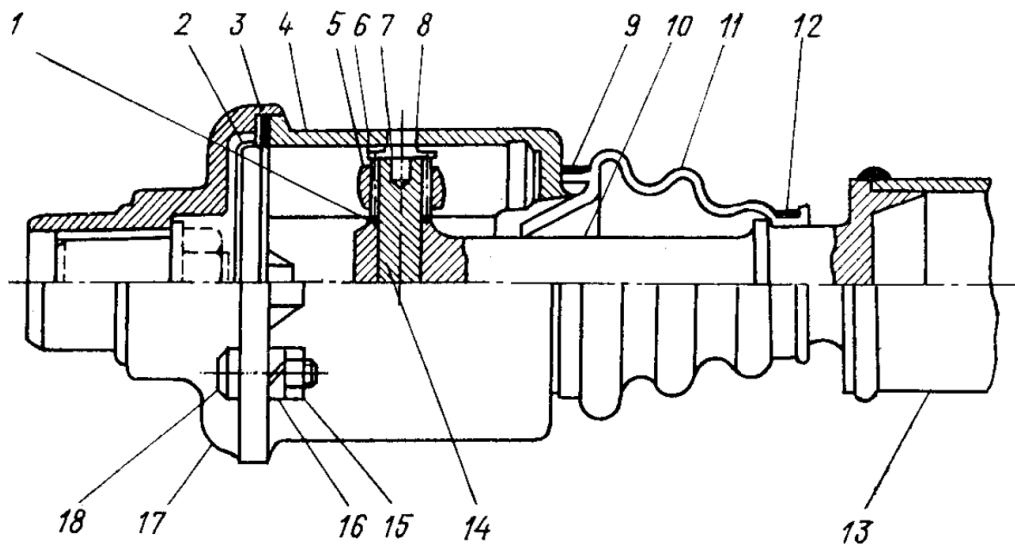
При використанні парного числа шарнірів вал агрегата буде обертатися з тією ж частотою, що й ведучий вал, якщо качани карданних шарнірів, установлених на проміжному валу, будуть лежати в одній площині й буде виконуватися умова $\omega_1 = \omega_2$; вали карданної передачі будуть лежати в одній площині.

До універсальних шарнірів нерівних кутових швидкостей ставлять дводзвонові універсальні шарніри: кардан зі сферичним шарніром (рисунок 3.3), кардан з голчастим шарніром, кардан з повзуном і пальцями, що відрізняються конструктивно один від одного, в основному, формою



1 – заглушка; 2 – стакан підшипника; 3 – голка підшипника; 4 – стопорне кільце;
5 – захисне ущільнення; 6 – хрестовина; 7 – вилка; 8 – труба карданного вала; 9 – вилка шліцьова

Рисунок 3.2 – Універсальний шарнір Гука



1 – шайба; 2 – кришка; 4 – корпус; 5 – сферична втулка; 6 – голки; 7 – опорна сферична втулка; 8 – пружна шайба; 9, 12 – стопор; 10 – валик шарніра; 11 – захисний кожух; 13 – труба; 14 – хрестовина; 15 – гайка; 16 – пружинна шайба; 17 – сполучний фланець; 18 – болт

Рисунок 3.3 – Кардан зі сферичним шарніром

елемента, що передає обертання. Кінематика цих шарнірів аналогічна кінематиці карданного шарніра Гука.

3.1.4 Основні вимоги до карданів постійної частоти обертання

Кардани при обертанні з деяким кутом передають обертання з постійною частотою за таких умов:

- площа контакту між ведучими й веденими ланками кардана

повинна займати в просторі постійне положення;

– площина контакту повинна бути нормальною до площин, описуваних осями обертання веденої й ведучої ланок кардана;

– площина контакту повинна утворювати деякий кут відносно веденої й ведучої ланок, що дорівнює половині еквівалентного результуючого кута шарніра:

$$\gamma_{рез} = \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \dots} \quad (3.5)$$

3.1.5 Універсальні шарніри з постійною частотою обертання

Універсальні шарніри з постійною частотою обертання наведені на рисунках 3.4 – 3.10.

Вал з подвійним універсальним шарніром (рисунок 3.4) являє собою кардан практично рівної частоти обертання. Центрувальний пристрій служить для розподілу кута між двома шарнірами приблизно навпіл.

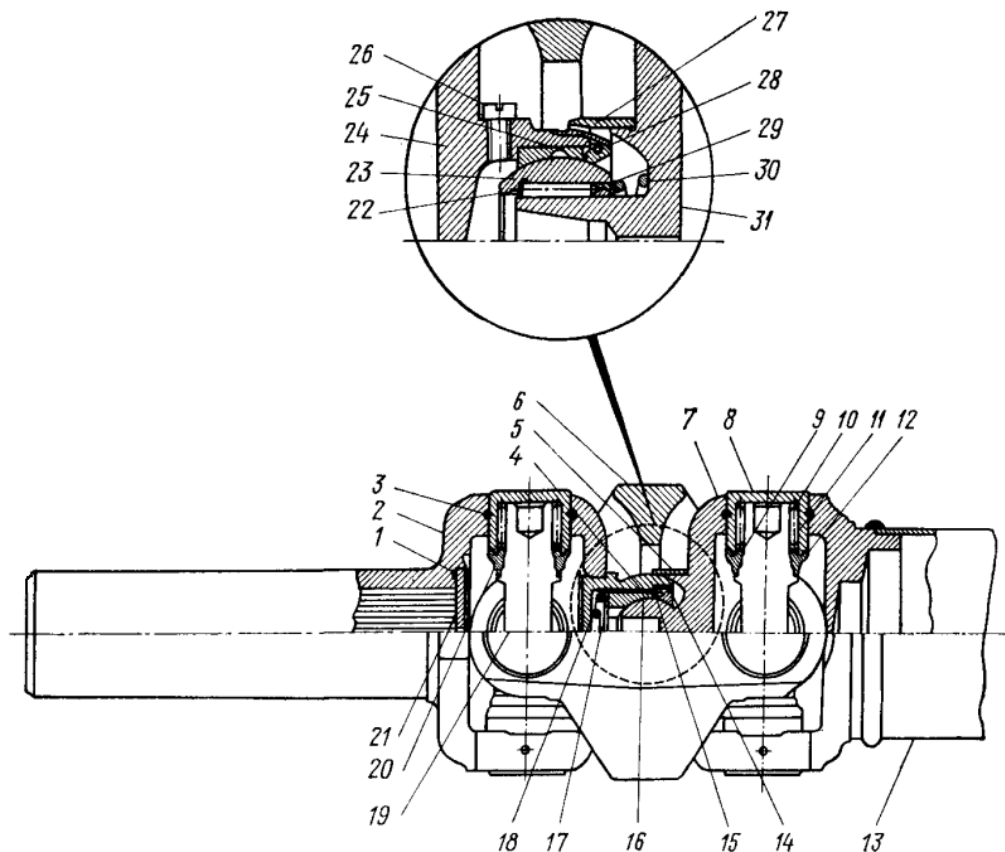
Тридзвоновий універсальний шарнір з рухомим кільцем (рисунок 3.5) має постійну частоту обертання, є самопідтримувальним в радіальному напрямку й допускає осьове переміщення. Основна перевага цього шарніра полягає в можливості передавати постійну частоту обертання при відносно невеликих зусиллях, що виникають при осьовому переміщенні кінця, порівняно із шарнірами з рухомим шліцьовим з'єднанням.

Однак внаслідок особливостей конструкції застосування даного шарніра обмежується низькими частотами обертання й малими значеннями кутів.

Універсальний кардан Тракта (рисунок 3.6) має шарнір із частотою обертання, близькою до постійної. Для нормальної роботи кардана Тракта необхідні зовнішні опори й центрування. До недоліків цього шарніра також відноситься нагрівання при роботі на кутах, відмінних від нуля, й передачі великого крутного моменту. Невелика зміна частоти обертання викликається неточним центруванням шарніра.

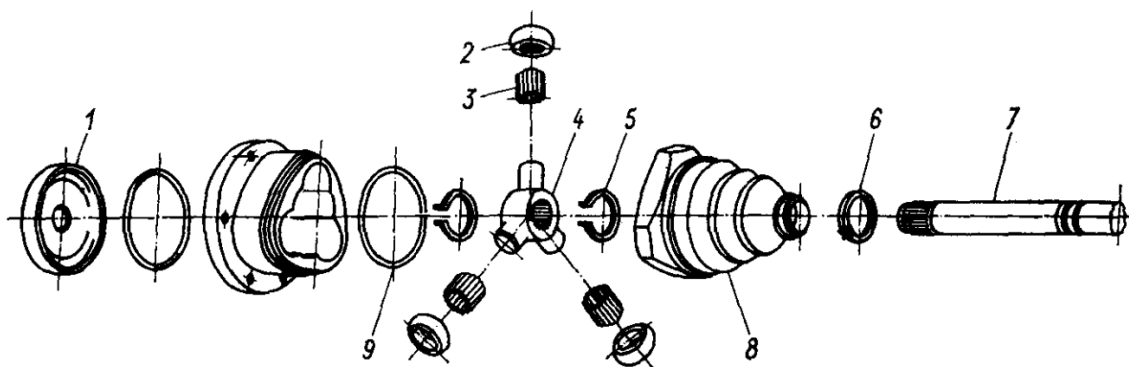
Тридзвоновий універсальний шарнір з фіксованим центром (рисунок 3.7, 3.8) є самопідтримувальним й має постійну частоту обертання. Перевагою даного шарніра є здатність передавати обертання з рівною частотою при великих значеннях кутів. Його застосовують при низьких частотах обертання в поєднанні з іншим шарніром або самоустановлювальним підшипником.

Універсальний кардан Рзеппа (рисунок 3.9) є самопідтримувальним й має постійну частоту обертання. Основна перевага кардана Рзеппа – це здатність передавати обертання з рівною частотою при більших значеннях кутів. Крім того він компактний, забезпечує передачу великого крутного моменту. Варто додати, що цей кардан здатен протистояти миттєвому



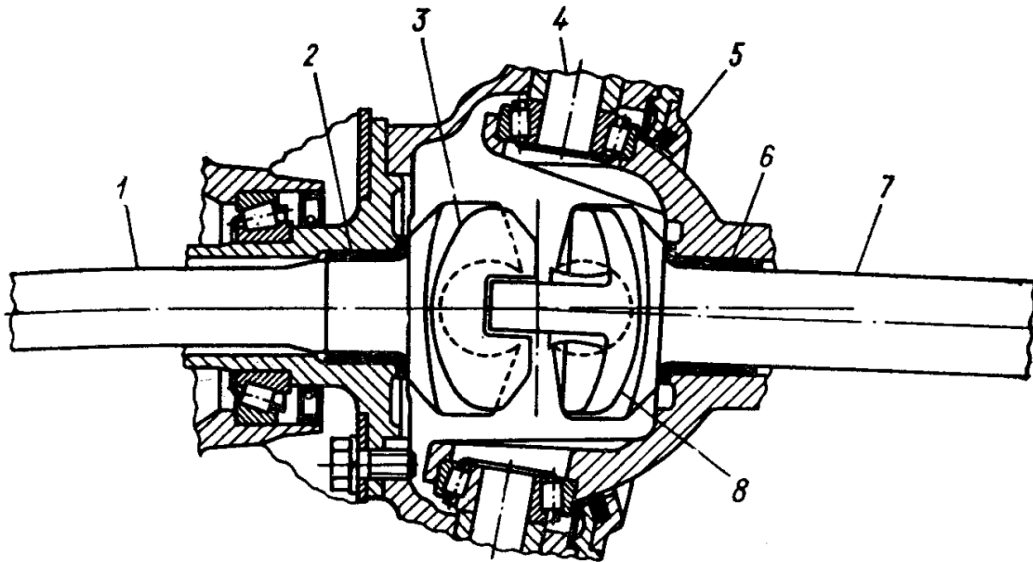
1 – прокладка; 2 – ковзна вилка з упором; 3 – стопорне кільце із пластику; 4 – втулка; 5, 27 – запобіжні ковпачки; 6 – сполучна група; 7 – трубчаста вилка з кульовою втулкою; 8 – зовнішнє кільце підшипника кочення; 9 – ущільнювальне кільце; 10 – упорна шайба голок; 11, 22 – голки; 12 – ущільнення підшипника (неметалеve); 13 – труба; 14 – ущільнення кульової втулки; 15, 17 – шайби; 16 – гніздо кульової втулки; 18 – пружини; 19 – хрестовина; 20 – фіксатор ущільнення; 21 – внутрішня кришка; 23 – кульова центрувальна втулка; 24 – ковзна вилка із втулкою; 25 – муфта; 26 – масляна пробка; 28 – зовнішнє ущільнення кульової втулки; 29 – внутрішнє ущільнення кульової втулки; 30 – пружина; 31 – центрувальна вилка з кульовий втулкою

Рисунок 3.4 – Подвійний універсальний шарнір



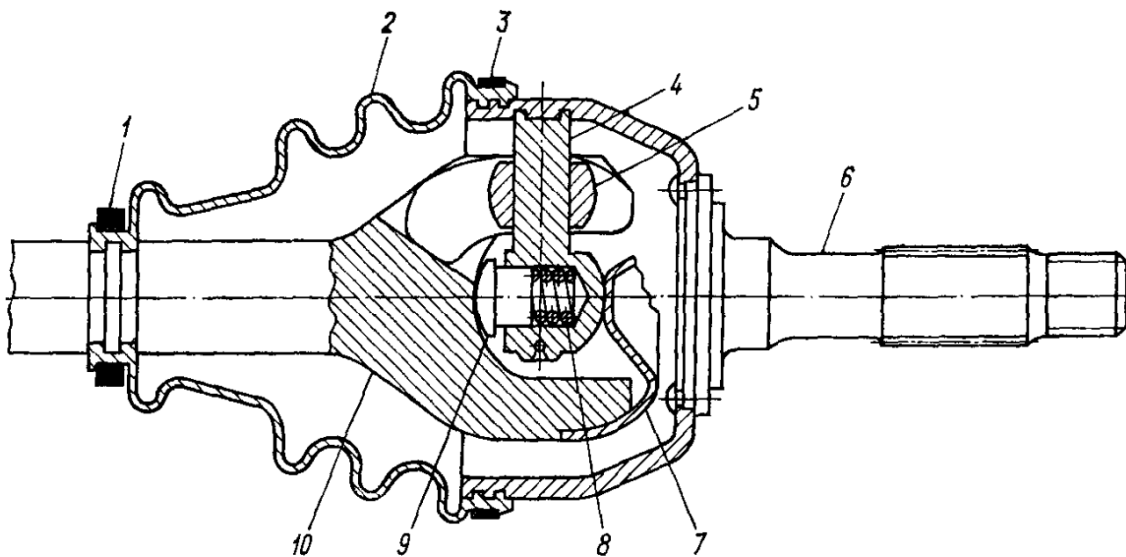
1 – торцева кришка корпусу; 2 – кульова втулка; 3 – голки; 4 – хрестовина; 5 – стопорне кільце; 6 – хомут; 7 – вал; 8 – захисний кожух; 9 – кільцеподібне ущільнення

Рисунок 3.5 – Тридзвоновий універсальний шарнір з рухомим кільцем



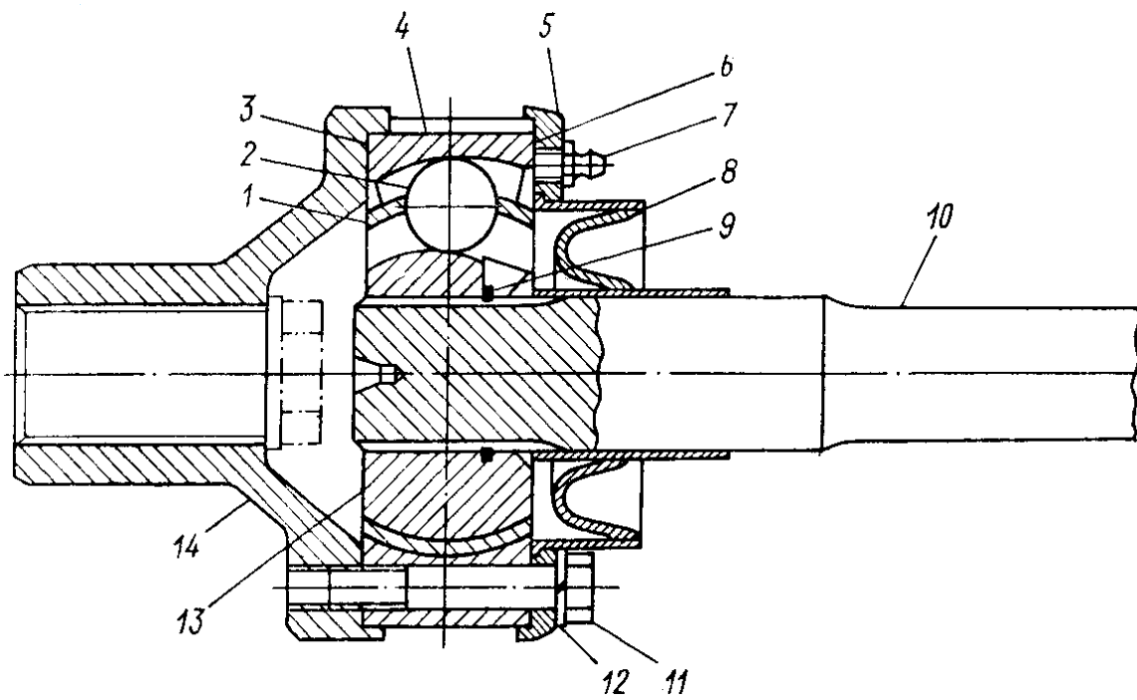
1, 7 – плоска вилка; 2, 6 – радіально-упорний підшипник ковзання; 3 – сполучна вилка з канавками; 4 – зовнішній центрувальний механізм; 5 – ущільнення; 8 – сполучна вилка з канавкою й шпонкою

Рисунок 3.6 – Універсальний карданний шарнір Тракта



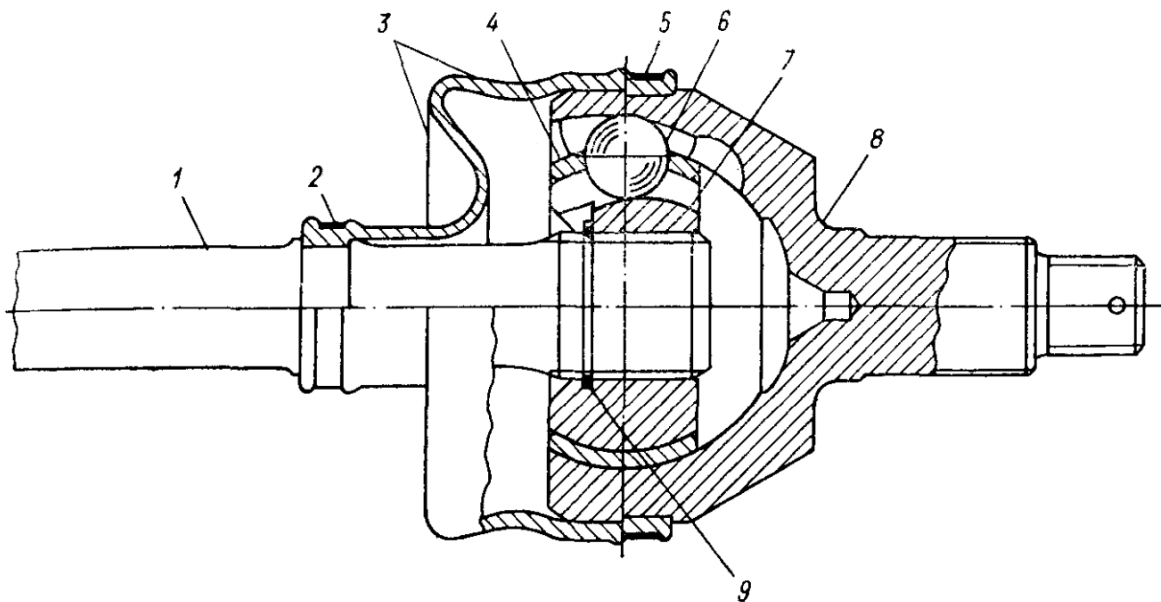
1, 3 – стяжний хомут; 2 – захисний кожух; 4 – хрестовина; 5 – кульова втулка; 6 – корпус; 7 – стопорний затискач; 8 – пружина; 9 – центрувальний штифт; 10 – вал з вилкою на кінці

Рисунок 3.7 – Тридзвоновий універсальний шарнір з фіксованим центром



1 – обойма; 2 – кулька; 3, 6 – прокладка; 4 – зовнішнє кільце дискообразного типу; 5 – кришка; 7 – маслянка; 8 – захисний кожух; 9 – стопорне кільце; 10 – вал; 11 – болт; 12 – пружинна шайба; 13 – втулка; 14 – качана

Рисунок 3.8 – Тридзвоновий універсальний шарнір з фіксованим центром

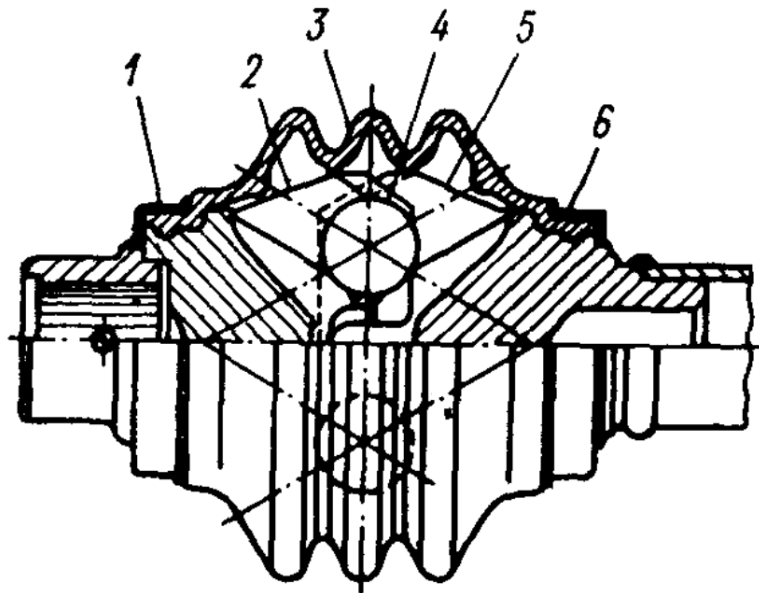


1 – вал; 2, 5 – хомутик; 3 – захисний кожух; 4 – обойма для кульки; 6 – кулька; 7 – внутрішня втулка; 8 – качан дзвонуватої форми; 9 – стопорне кільце

Рисунок 3.9 – Універсальний кардан Рзеппа

впливу значних зовнішніх осьових зусиль, які виникають при зміні довжини вала.

Універсальні кардани Вейса (рисунок 3.10) передають обертання з постійною частотою і є самопідтримувальним в радіальному напрямку. Застосування цих шарнірів обмежується їх високою вартістю.



1 – фіксатор ущільнення; 2, 5 – кулькова вилка; 3 – захисний кожух; 4 – кулька;
6 – фіксатор ущільнення

Рисунок 3.10 – Універсальний кардан Вейса з рухомим кінцем

Вони забезпечують постійну частоту обертання і є самопідтримувальними в радіальному напрямку з фіксованим центром й в осьовому напрямку. Універсальні кардани з подвійним зсувом і рухомим кінцем забезпечують найбільше осьове переміщення із всіх шарнірів. Перевагою даного виду шарніра є економічність виготовлення.

3.1.6 Пружні властивості карданної передачі

Величина кута закручування вала:

$$\theta = \frac{180M_{\max}i_1lK_D}{\pi GI_{кр}}, \quad (3.6)$$

де M_{\max} – максимальний крутний момент двигуна;

i_1 – передаточне число першої передачі;

l – довжина карданного вала;

K_D – коефіцієнт динамічності;

π – стала величина;

G – модуль пружності при крученні, ($G = 8,5 \cdot 10^{10}$ Па);

$I_{кр}$ – момент інерції перерізу вала при крученні.

Момент інерції перерізу вала при крученні:

$$I_{кр} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}, \quad (3.7)$$

де π – стала величина;

D – зовнішній діаметр вала карданної передачі;

d – внутрішній діаметр вала карданної передачі.

Величина кута закручування одиниці довжини карданного вала:

$$\theta' = \frac{\theta}{l}, \quad (3.8)$$

де θ – величина кута закручування вала;

l – довжина карданного вала.

3.1.7 Критична частота обертання

Вали, обертаючись із певними частотами, можуть стати динамічно нестійкими. У результаті цього можуть з'явитися коливання настільки великої амплітуди, що відбудеться поломка вала. Це явище обумовлене силами, що виникають внаслідок дисбалансу вала; частоти, на яких воно відбувається, називають критичними. Критична частота обертання збігається із частотою власних коливань незрівноваженого вала.

По дією відцентрової сили в центральній частині вала виникає прогин, вимірюваний відносно нейтрального положення. Ця сила зрівноважується внутрішніми силами пружності вала. Внутрішній гістерезис матеріалу, з якого виготовлений вал, виступає в ролі демпфірувального фактора. При критичній частоті обертання може відбутися самозбудження коливань і прогин збільшиться настільки, що демпфірування буде вже недостатньо.

Вал має опору, що забезпечує інша, зовнішня відносно неї, деталь. Остання теж має пружну опору й, отже, характеризується певною частотною залежністю. Сполучення пружного довгого вала із пружними опорами може сприяти виникненню різних режимів коливань. Існує переконання, що такий вал має критичну частоту, роботу на якій необхідно всіляко уникати. Однак небезпечні явища виникають тільки тоді, коли вал опирається на абсолютно тверді опори. При цій умові можливі прості згинальні коливання. У приводному валу транспортного засобу на кожному його кінці передбачений універсальний шарнір. У такий спосіб реальний приводний вал являє собою простий підвішений стрижень, у якого умови твердості опори на кінцях, а саме в центрі шарнірів, реалізуються у вигляді шарнірних з'єднань. Якщо можна вважати, що вал

має постійний переріз по всій його довжині, то значення критичної частоти обертання n визначається за формулою

$$n_c = 30\pi \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g \cdot 10^6}{G \cdot L^3}}, \quad (3.9)$$

де E – модуль пружності матеріалу вала, МПа;

I – площа епюри моменту інерції, м⁴;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

G – загальна вага вала, Н;

L – довжина вала між опорами (центрами універсальних шарнірів), м.

Для круглого трубчастого вала можна користуватися такою формулою ($E = 2,04 \cdot 10^5$ МПа, густина матеріалу $7,78$ г/см³):

$$n_{кр} \approx 1,185 \cdot 10^8 \left(\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \right), \quad (3.10)$$

де D – зовнішній діаметр вала, мм;

d – внутрішній діаметр вала, мм.

Отримане за цією формулою значення критичної частоти обертання відповідає найменшій частоті. Інші значення критичних частот, називані гармоніками, кратні основній (4, 9, 16 разів і т. д.). У загальному випадку ці гармоніки вищих порядків не становлять будь-якої серйозної небезпеки для привода транспортних засобів. Частота обертання, що відповідає половині критичної, у деяких випадках може виявитися досить важливою в результаті дії моментів другого порядку, обумовлених змінністю частоти обертання універсальних шарнірів, оскільки сили, що створюють пари, викликають коливання із частотою, у два рази перевищуючу частоту обертання вала.

При установленні вала в пружних опорах визначення критичної частоти обертання може бути зведене до таких випадків.

– Коливання типу 1 (рисунок 3.11) відбуваються у вигляді раптових ударів. Прогин вала залежить від його відносної твердості. Торці й центр вала в кожний момент часу рухаються в одному напрямку.

– Коливання вала типу 2 – це кутові коливання навколо поперечної осі. Протилежні кінці вала в один і той же момент часу здійснюють коливання в різних напрямках. Вал дещо згинається.

– Коливання типу 3 відповідають коливанням стрижня, що вільно лежить на опорах. Кінці вала роблять рух у напрямку, протилежному руху центра вала, що приводить до більших прогинів вала.

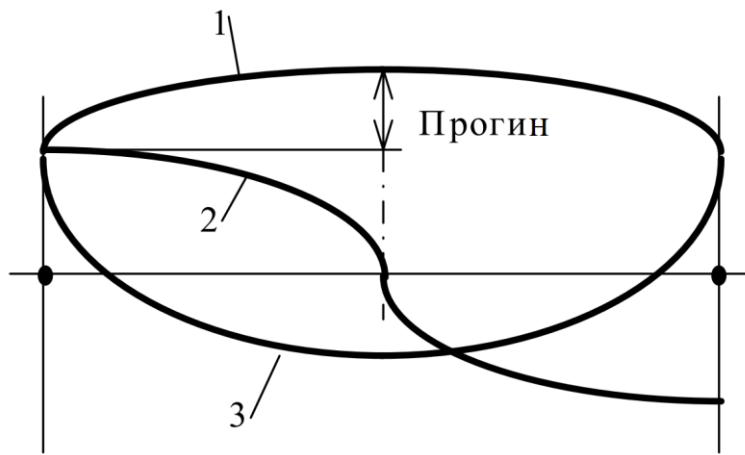


Рисунок 3.11 – Типи вібрацій при критичній частоті обертання

Оскільки реальна критична частота обертання приводного вала трохи нижча за її розрахункове значення, то необхідно використовувати коефіцієнти, які дозволяють визначити максимальне значення безпечної робочої частоти обертання, припустимої для конкретного вала при заданих умовах його застосування. Для легкових автомобілів і легких вантажівок такий коефіцієнт звичайно береться рівним 0,85, а для середніх і важких вантажівок – 0,75. Ці значення коефіцієнта вибрані в результаті аналізування досвіду експлуатації різних транспортних засобів з обліком таких основних характеристик привода, до складу яких входить вал:

- максимальний кут універсальних шарнірів при тривалій роботі не повинен перевищувати 6° ;
- максимальна довжина вала, виміряна між центрами універсальних шарнірів, повинна становити 1524 мм;
- у площинах біля торця вала дисбаланс із розрахунку на 4,536 кг маси повинен становити 36 г для легкових автомобілів і легких вантажівок і 72 г для середніх і важких вантажівок.

3.2 Опис лабораторної установки

Стенд трансмісії автомобіля ВАЗ 2101 (див. рис. 1.5). Деталі карданних шарнірів, штангенциркуль, рулетка, вібродатчик, самопис, молоток.

3.3 Порядок проведення експериментальних досліджень

Вивчити будову карданної передачі й карданних шарнірів різних типів.

1. Виміряти довжину карданної передачі по осях хрестовин.
2. Виміряти зовнішній діаметр труби карданного вала.
3. По довіднику визначити товщину стінки труби карданного вала.
4. Встановити на карданний вал вібродатчик.
5. Зробити удар по карданному валу в площині вібродатчика.

6. По осцилограмі визначити частоту коливань карданного вала.
7. Встановити на карданний вал датчик обертання.
8. Визначити нерівномірність обертання валів при зміні їх кута нахилу.
9. Визначити величину кута закручування карданного вала.

3.4 Контрольні запитання

1. Призначення карданної передачі.
2. Перелічити особливості карданної передачі з карданними шарнірами непостійної частоти обертання.
3. Перелічити особливості карданної передачі з карданними шарнірами постійної частоти обертання.
4. Від чого залежить амплітуда коливань частоти обертання?
5. Що таке критична частота обертання?
6. Від чого залежить критична частота обертання?
7. Від чого залежить кут між валами?
8. Які схеми карданних передач існують?
9. Що таке карданний шарнір?
10. Що є основними елементами карданної передачі?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОЗДАВАЛЬНОЇ КОРОБКИ

Мета роботи: вивчити будову та робочий процес роздавальної коробки.

4.1 Теоретичний розділ

4.1.1 Загальні відомості про роздавальні коробки

Роздавальні коробки служать для передачі й розподілу крутного моменту декільком ведучим мостам багатоприводних автомобілів. Звичайно роздавальну коробку поєднують в одному механізмі з додатковою коробкою, що має, як правило, дві передачі. Причому звичайно обидві передачі понижувальні або одна пряма, а інша понижувальна. Застосування додаткових передач розширює діапазон використання тягових і швидкісних якостей автомобіля в різних дорожніх умовах.

До конструкції роздавальних коробок висувають такі вимоги:

- розподіл крутного моменту між провідними мостами повинне забезпечити високу прохідність автомобіля; при цьому циркуляція потужності повинна бути виключена.

- збільшення тягових зусиль на ведучих колесах, необхідне для подолання опорів при русі автомобіля по поганих дорогах і бездоріжжю.

- можливість руху автомобіля з мінімальною швидкістю ($v_{a \min} = 2,5-5,0$ км/г) при роботі двигуна на режимі з максимальним моментом.

Роздавальні коробки можуть бути виконані із блокованим і диференціальним приводами. У перших коробок всі вихідні вали мають однакову швидкість, а крутний момент розподіляється пропорційно опору ведучих коліс і жорсткостям приводів. Такий привод з періодичним включенням переднього мосту використовується в роздавальних коробках автомобілів, у яких передній керований міст виконаний ведучим лише для підвищення прохідності на ґрунтах з малою несучою здатністю й слизькими дорогами, і в той же час не потрібно використання всієї маси як зчпної на дорогах із твердим покриттям.

У роздавальних коробок з диференціальним приводом ведені вали можуть обертатися з різними швидкостями, а розподіл моментів визначається передаточним числом диференціала. Такий тип привода застосовується для автомобілів, у яких передній міст виконаний ведучим не тільки для підвищення прохідності на ґрунтових і слизьких дорогах, але й для одержання підвищеної тяги на дорогах із твердим покриттям при використанні всієї маси як зчпної. Це забезпечує й більш рівномірне навантаження ведучих мостів на всіх режимах роботи. Установлено також, що сила опору коченню колеса автомобіля нелінійно залежить від переданого моменту. Тому для зменшення сумарних втрат потужності й

зниження витрати палива при русі багатоприводних автомобілів крутний момент від двигуна вигідно розподіляти на більше число коліс, використовуючи диференціальний привод.

Блокований привод забезпечує повне використання сили зчеплення коліс переднього й заднього мостів майже у всіх випадках руху, але в трансмісії може виникати циркуляція потужності. Циркулююча потужність створює додаткові навантаження на механізми трансмісії й шини, збільшує їхнє зношування. Відключення привода переднього мосту виключає можливість такої циркуляції. Воно здійснюється примусово або автоматично за допомогою муфт вільного ходу й кінематичної неузгодженості в приводі.

Розподіл крутних моментів між мостами визначається передаточним числом диференціала й повинен співвідноситися як значення навантажень на ці мости.

4.1.2 Вибір передаточних чисел роздавальних коробок

Роздавальні коробки можуть виконувати функції понижувальної передачі. Діапазон передаточних чисел більшості роздавальних коробок, що мають у своєму складі двоступінчастий редуктор, становить 1,7–2,0.

Вища передача є прямою або має передаточне число, близьке до одиниці. Передаточне число нижчої передачі визначають із умов подолання максимального підйому (4.1), повного використання зчпної маси (4.2) і забезпечення мінімальної стійкої швидкості руху (4.3).

$$U_{PH}^1 = \frac{\psi_{\max} \cdot g \cdot m_a \cdot r_\delta}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot \eta_T}, \quad (4.1)$$

$$U_{PH}^2 = \frac{\varphi \cdot g \cdot m_\varphi \cdot r_\delta}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot u_1 \cdot \eta_T}, \quad (4.2)$$

$$U_{PH}^3 = 0,377 \frac{n_{\min\varphi} \cdot r_\delta}{u_0 \cdot u_1 \cdot v_{a\min}}, \quad (4.3)$$

де U_{PH} – передаточне число нижчого ступеню роздавальної коробки;
 $\psi_{\max} = 0,7 \dots 0,9$ – максимальне значення коефіцієнта опору дороги при подоланні максимального підйому;

$\varphi = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт зчеплення коліс із дорогою;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

m_a – повна маса автомобіля, кг;

m_φ – зчпна маса автомобіля, кг;

$r_\delta \approx r_{CT}$ – динамічний радіус колеса, приймається рівним статичному радіусу колеса, мм;

$M_{e \max}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н · м ;
 u_0, u_1 – передаточні числа головної передачі й першої передачі КПП, відповідно;
 $\eta_T = 0,860 \dots 0,880$ – механічний ККД трансмісії для повноприводових автомобілів.

4.1.3 Будова роздавальної коробки автомобіля ЗИЛ-131НВ

Роздавальна коробка (рисунок 4.1) механічна, має дві передачі.

Передаточне число першої передачі 2,08, другої передачі 1,0.

Перемикають передачі роздавальної коробки важелем, що має три положення. При задньому положенні важеля включена друга (пряма) передача, при передньому положенні важеля включена перша (понижувальна) передача, середнє положення – нейтральне. Для запобігання одночасного включення двох передач служить механізм блокування кулькового типу 35.

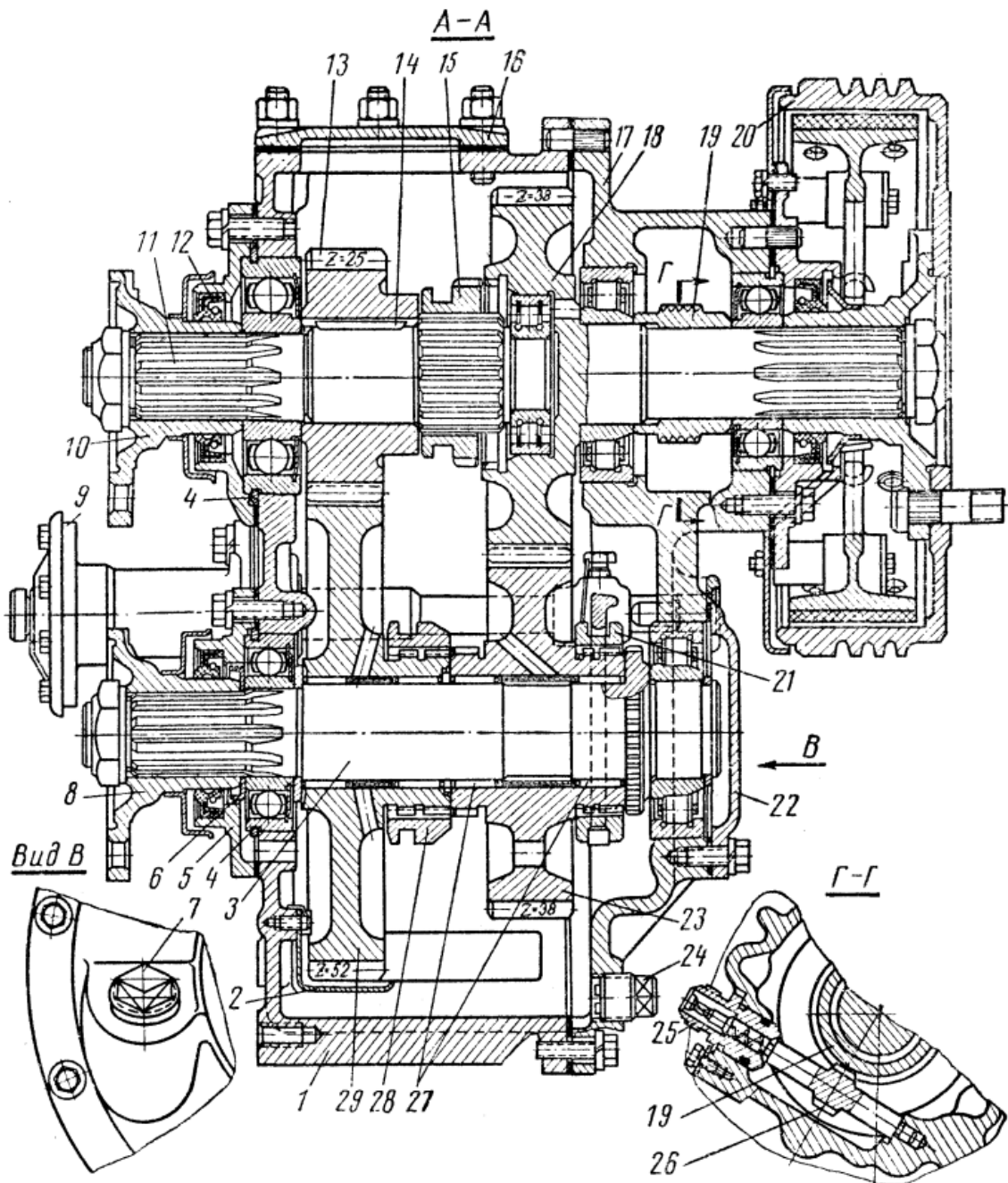
Для полегшення керування автомобілем у складних умовах руху по бездоріжжю, а також для запобігання від перевантажень трансмісії автомобіль має електропневматичне керування включенням переднього мосту, що забезпечує автоматичне включення переднього мосту при включенні першої передачі в роздавальній коробці.

При включенні першої передачі роздавальної коробки вимикач 37 переднього мосту, установлений на стрижні 36 вилки першої (понижувальної) передачі, замикає електричне коло електромагніта 1 (рисунок 4.2), що, виштовхуючи сердечник 17, давить на стрижень 10 включення повітряного клапана й відкриває його. Повітря від гальмового крана через впускний клапан 6 надходить у діафрагменну камеру 9 (рисунок 4.1), що впливає безпосередньо на стрижень 41 камери включення ковзної каретки 21.

Таким способом автоматично включається привод переднього мосту. При вимиканні першої (понижувальної) передачі розмикається коло електромагніта, закривається повітряний клапан, і зворотна пружина 40 автоматично виключає передній міст.

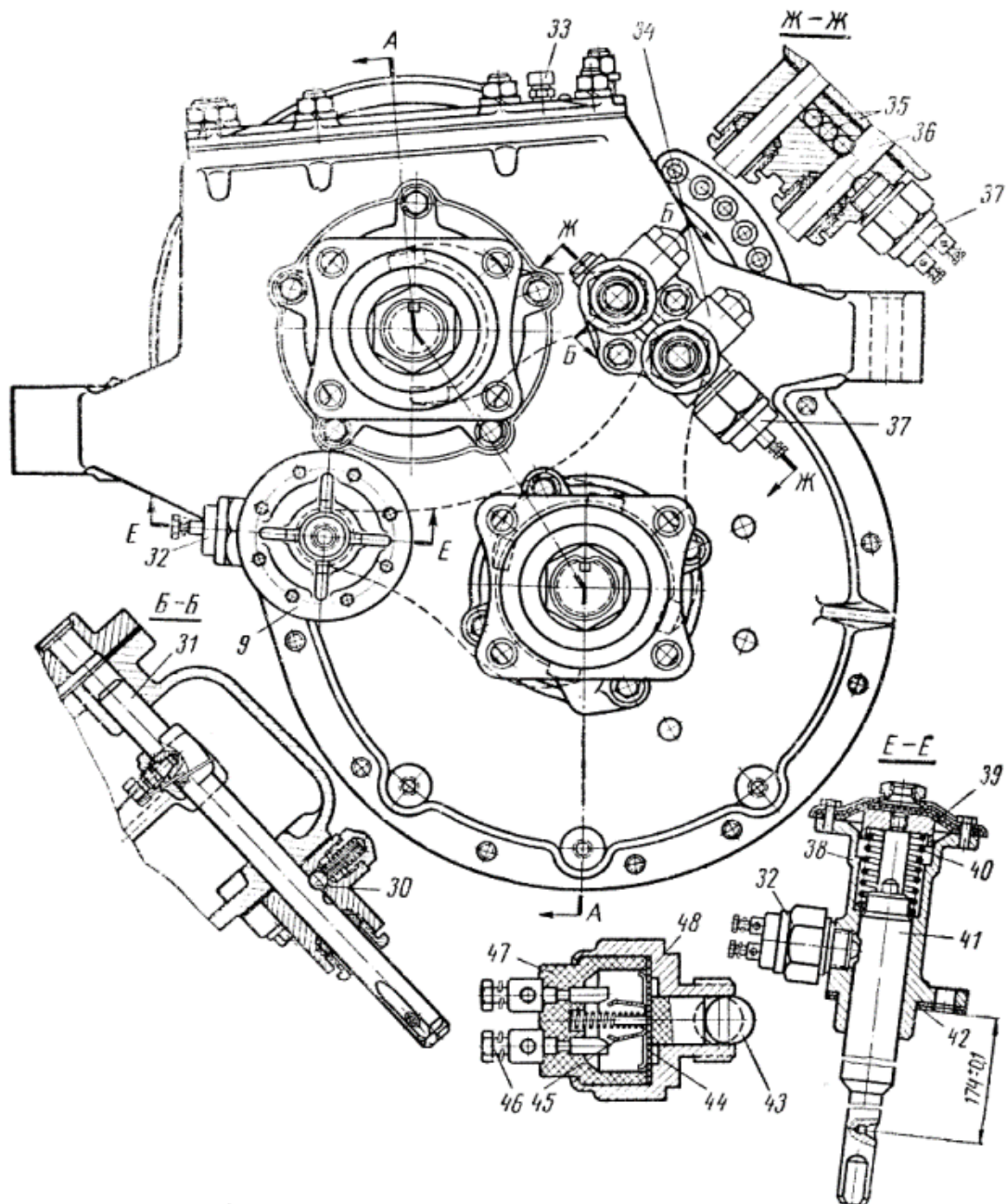
При русі автомобіля (наприклад, на слизькій дорозі) може знадобитися включення переднього мосту на другій (прямій) передачі роздавальної коробки. У цьому випадку коло електромагніта, що управляє включенням переднього мосту, може бути замкнуте примусово за допомогою перемикача, встановленого в кабіні.

На стрижні камери включення переднього мосту встановлений вимикач 32 (рисунок 4.1), при замиканні якого в кабіні на щитку приладів загоряється контрольна лампа. Лампа загоряється при автоматичному й при примусовому включенні переднього мосту.



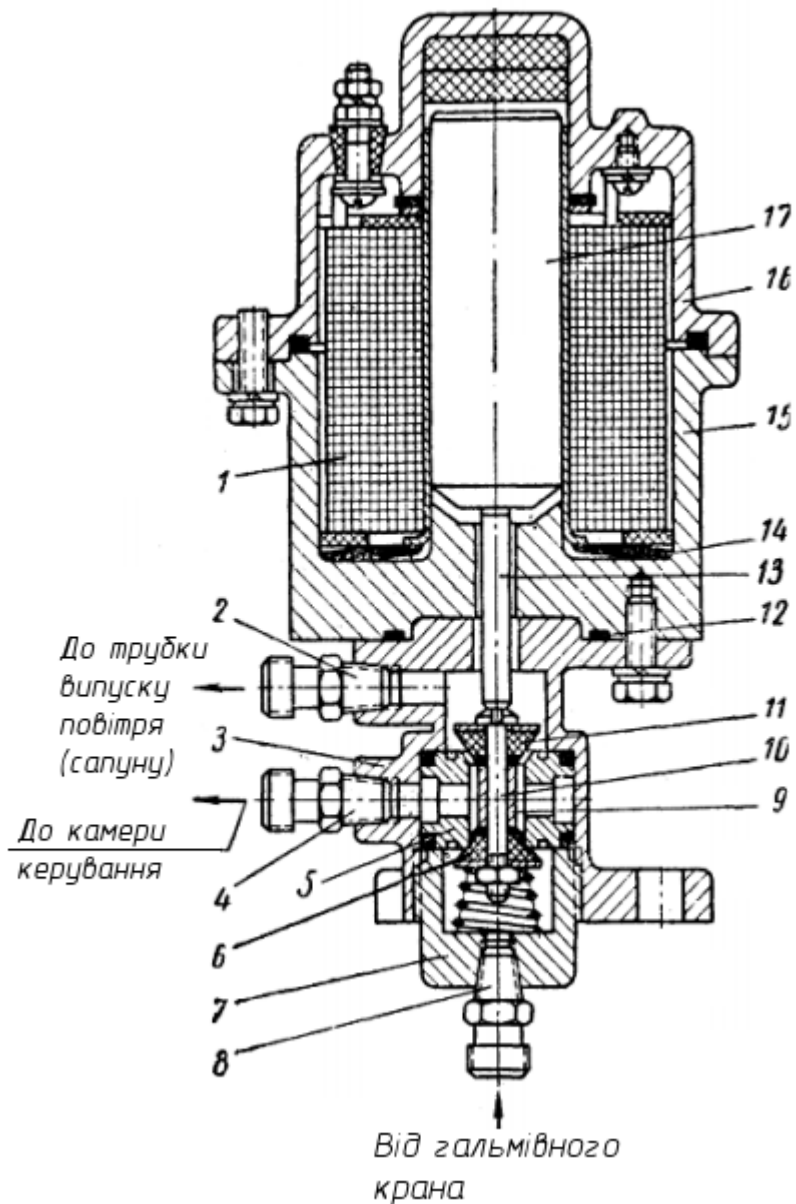
- 1 – картер роздавальної коробки; 2 – маслонапрямний лоток; 3 – вал привода переднього мосту; 4 – стопорне кільце; 5 – кришка; 6 – маслзгонна шайба; 7 – контрольно-заливна пробка; 8 – фланець привода переднього мосту; 9 – пневматична діафрагменна камера включення привода переднього мосту; 10 – фланець первинного вала; 11 – первинний вал; 12 – сальник; 13 – провідна шестерня первинного вала; 14 – шпонка; 15 – каретка включення другої передачі; 16 – кришка верхнього люка; 17 – кришка картера; 18 – вторинний вал із шестернею; 19 – черв'як привода спідометра; 20 – барабан стояночного гальма; 21 – каретка включення привода переднього мосту; 22 – кришка; 23 – шестерня другої передачі; 24 – зливальна пробка з магнітом; 25 – штуцер для приєднання троса спідометра; 26 – шестерня спідометра; 27 – ролики голки; 28 – каретка включення першої передачі; 29 – шестерня першої передачі

Рисунок 4.1 – Будова роздавальної коробки



30 – кулька фіксатора; 31 – стрижень вилки включення другої передачі; 32 – вмикач контрольної лампи переднього мосту; 33 – сапун; 34 – корпус фіксатора; 35 – кульки стопора; 36 – стрижень вилки включення першої передачі; 37 – вимикач включення переднього мосту; 38 – корпус камери включення привода переднього мосту; 39 – діафрагма камери; 40 – поворотна пружина; 41 – стрижень камери включення переднього мосту; 42 – регулювальні прокладки; 43 – кулька вимикача; 44 – діафрагма; 45 – рухомий контакт; 46 – клеми; 47 – ізолятор; 48 – корпус вимикача

Рисунок 4.1, аркуш 2



- 1 – електромагніт; 2 – штуцер випуску повітря; 3 – корпус клапана керування роздавальною коробкою; 4 – штуцер; 5 – сідло клапана; 6 – впускний клапан; 7 – пробка клапана; 8 – штуцер; 9 – розпірна втулка; 10 – стрижень клапана; 11 – випускний клапан; 12 – кільце ущільнювача; 13 – шток; 14 – дискова пружина; 15 – корпус; 16 – кришка; 17 – сердечник

Рисунок 4.2 – Електромагнітний клапан керування

У верхній частині картера роздавальної коробки є люк із фланцем для кріплення коробки відбору потужності. Відбір потужності здійснюється від шестерні 13 (див. рис. 4.1) первинного вала роздавальної коробки.

4.2 Опис лабораторної установки

Для вивчення роботи роздавальної коробки використовується розрізний макет.

4.3 Порядок проведення експерименту

1. Вивчити будову роздавальної коробки автомобіля ЗИЛ-131НВ, назву й призначення основних деталей.

2. Виконати перемикання передачі.

Скласти кінематичну схему роздавальної коробки. Нанести на неї числа зубів зубчастих коліс.

Користуючись довідковою літературою скласти коротку технічну характеристику й заповнити таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Коротка технічна характеристика автомобіля ЗИЛ-131НВ

Параметр	Величина
Повна маса автомобіля, кг на передню вісь на задню вісь	
Максимальний крутний момент двигуна, Нм	
Передаточне число першої передачі КПП, U_1	
Передаточне число головної передачі U_0	
Передаточні числа роздавальної коробки: вищої передачі U_{PB} нижчої передачі U_{PH}	
Розмір шин	
Статичний радіус колеса r_{CT} , мм	
Максимальний подоланий підйом, °	

4.4 Порядок виконання роботи

Розрахувати передаточні числа роздавальної коробки, виходячи із числа зубів, використовуючи аналітичні залежності, наведені в теоретичному розділі.

Розрахувати значення коефіцієнта опору дороги при подоланні максимального підйому ψ_{\max} .

Розрахувати передаточні числа нижчої передачі за формулами (4.1) – (4.3). Порівняти з технічною характеристикою.

Зробити порівняльний аналіз та визначити оптимальні значення передаточних чисел роздавальної коробки з урахуванням умов експлуатації та завантаження автомобіля.

Обґрунтувати обраний варіант.

4.5 Зміст звіту

1. Зобразити кінематичну схему роздавальної коробки.
2. Заповнити таблицю 4.1.
3. Навести визначені аналітичним методом:
 - передаточне число нижчої передачі;
 - передаточне число вищої передачі;
 - передаточне число для забезпечення мінімальної стійкої швидкості руху;
 - зробити аналіз отриманих результатів розрахунків.
4. Висновки. У висновках відобразити порівняльну характеристику базової роздавальної коробки та отриманої за розрахунками аналітичним методом.

4.6 Контрольні запитання

1. Призначення роздавальних коробок.
2. Класифікація роздавальних коробок.
3. Методика розрахунку передаточних чисел роздавальних коробок.
4. Назвіть основні елементи конструкції роздавальної коробки автомобіля ЗИЛ–131НВ.
5. Які функції роздавальних коробок?
6. Який діапазон передаточних чисел більшості роздавальних коробок?
7. Основні вимоги до роздавальних коробок.
8. Яке цільове призначення блокувального приводу?
9. Як визначається передаточне число роздавальних коробок?
10. Зобразіть кінематичну схему роздавальної коробки.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5 ВИВЧЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: вивчити будову та робочий процес основних типів головних передач трансмісій автомобілів; вивчити методику розрахунку передатного відношення головної передачі.

5.1 Теоретичний розділ

5.1.1 Типи головних передач

Головна передача – механізм трансмісії автомобіля, що перетворює крутний момент і розташований перед ведучими колісьми автомобіля.

Головні передачі за числом, видом й розташуванням зубчастих коліс підносять на одинарні, подвійні, конічні, гіпоїдні, циліндричні, черв'ячні, центральні подвійні, рознесені подвійні, двоступінчасті.

Кінематична схема головної передачі визначає конструкцію ведучого мосту автомобіля, і тому вибір схеми є одним з важливих етапів проектування головних передач.

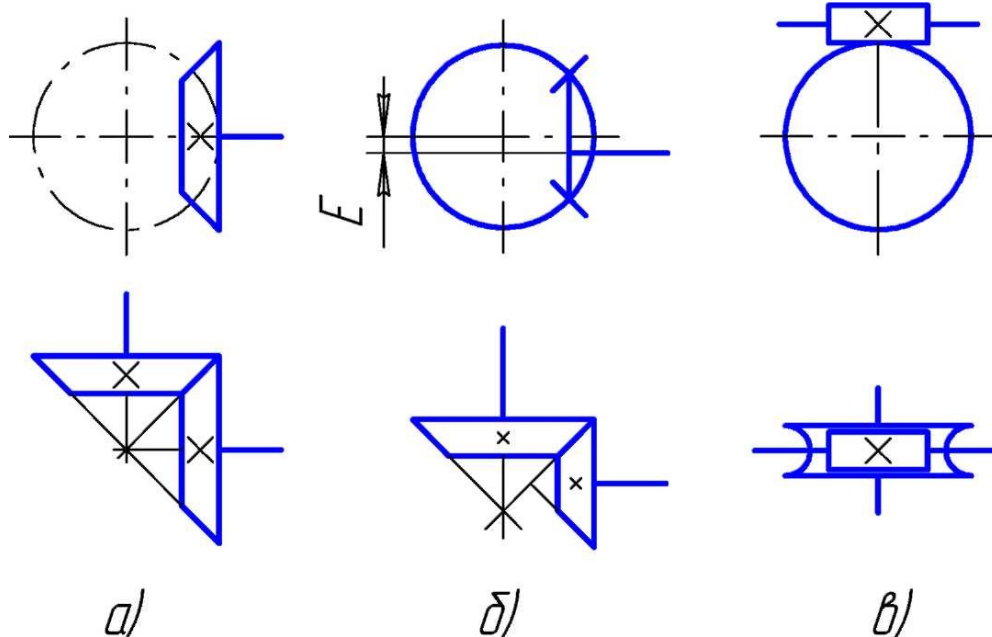
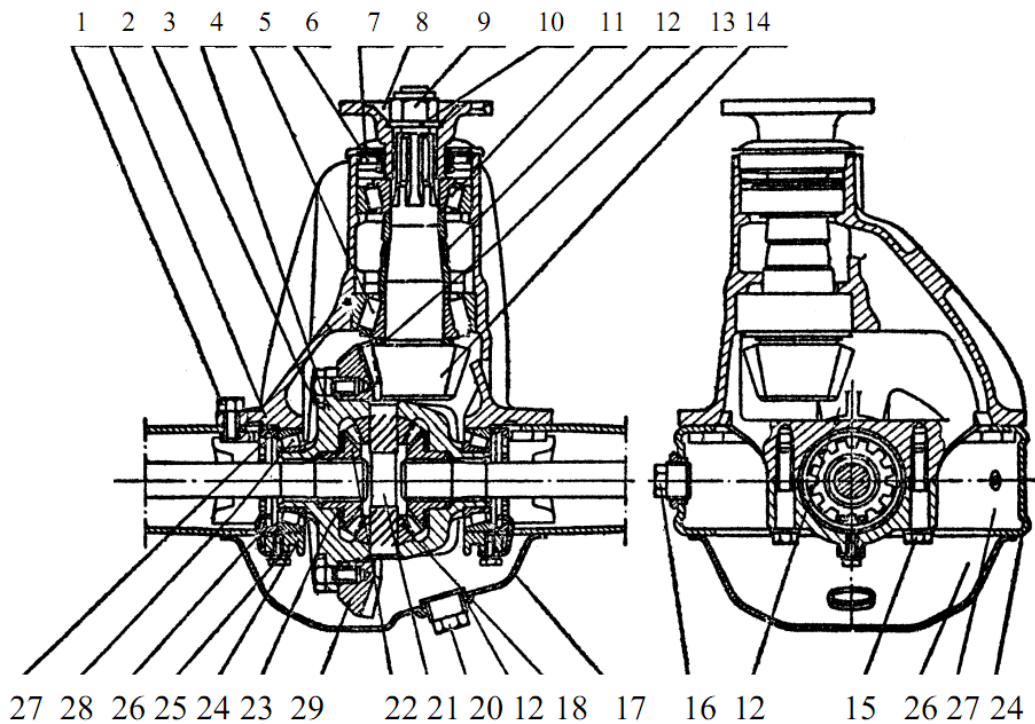


Рисунок 5.1 – Кінематичні схеми головних передач

Одинарна головна передача (рисунок 5.1) компактна, має мінімальні розміри й масу, невисоку вартість, проста у виробництві й експлуатації. Застосування її обмежене величиною передаточного числа ($U \leq 7$) і несучою здатністю зубчастого зачеплення: при передачі великого крутного моменту необхідно збільшувати модуль зуба, а отже, і розміри зубчастих коліс, що приводить до зменшення дорожнього просвіту.

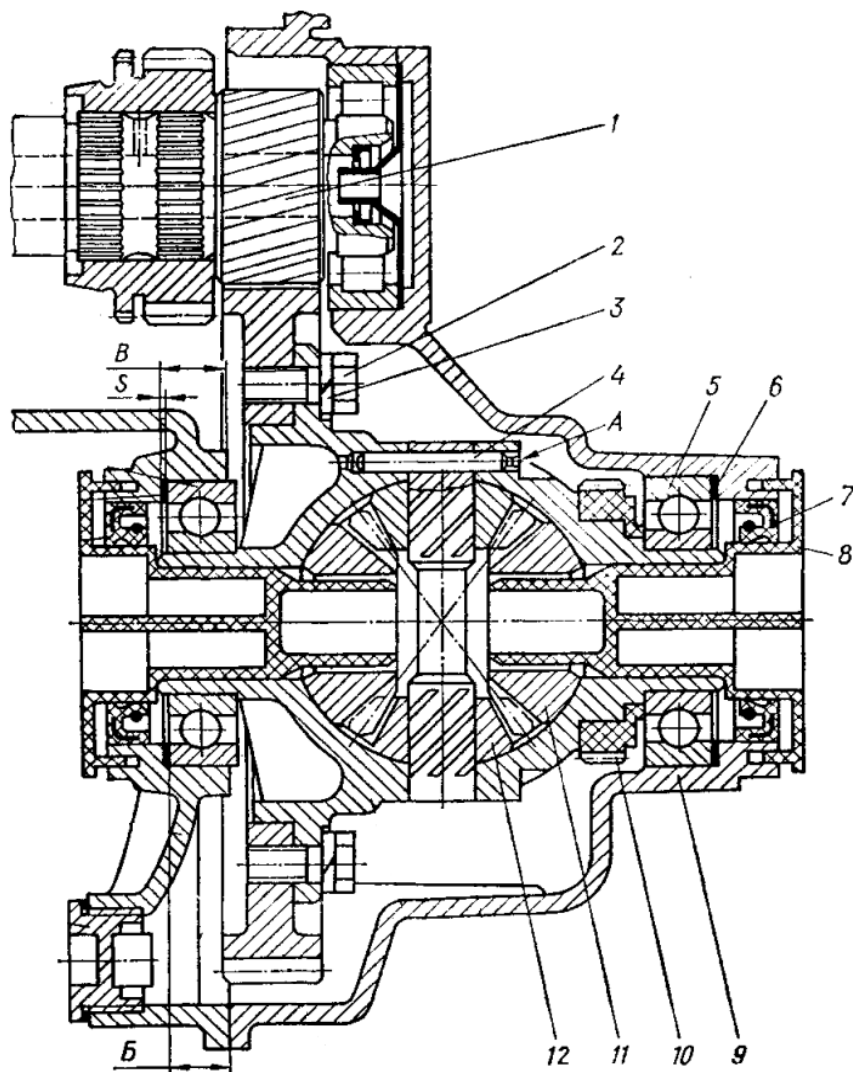


1 – болт кріплення редуктора до картера заднього мосту; 2 – картер редуктора головної передачі; 3 – болт кріплення веденої шестерні до фланця коробки диференціала; 4 – коробка диференціала; 5 – задній підшипник ведучої шестерні головної передачі заднього мосту; 6 – сальник фланця ведучої шестерні заднього мосту; 7 – кільце брудовідбивальне; 8 – фланець кріплення карданного вала до ведучої шестерні редуктора заднього мосту в складеному вигляді; 9 – гайка ведучої шестерні заднього мосту; 10 – шайба; 11 – передній підшипник ведучої шестерні головної передачі заднього мосту; 12 – розпірна втулка; 13 – регульовальна прокладка; 14 – ведуча шестерня головної передачі; 15 – болт кріплення кришки підшипника диференціала; 16 – пробка магнітна маслосливного отвору; 17 – задня кришка картера заднього мосту; 18 – сателіт; 19 – фланець маслосливного отвору; 20 – пробка маслосливного отвору; 21 – палець сателітів; 22 – шестерня півосі; 23 – опорне регульовальне кільце шестерні півосі; 24 – кришка підшипника диференціала; 25 – болт кріплення стопора регульовальної гайки; 26 – стопор регульовальної гайки; 27 – гайка регульовальна веденої шестерні; 28 – підшипник коробки диференціала; 29 – ведена шестерня головної передачі

Рисунок 5.2 – Головна передача автомобілів ВАЗ

Одиначну конічну головну передачу застосовують на легкових автомобілях і вантажних малої вантажопідйомності. Більше поширення одержала гіпоїдна передача, що має ряд переваг порівняно з конічною: підвищену несучу здатність по контактних напругах, більшу плавність роботи й безшумність. Іноді застосування гіпоїдної передачі обумовлено наявністю гіпоїдного зсуву E як фактора, що розширює конструвальні можливості. У вітчизняному автомобілебудуванні ці передачі встановлюють на автомобілях сім'ї ВАЗ (рисунок 5.2), Москвич, Волга; ГАЗ-53А та ін.

Одиначну циліндричну головну передачу використовують на легкових автомобілях при поперечному розташуванні двигуна, наприклад ЗАЗ-1102 (рисунок 5.3).



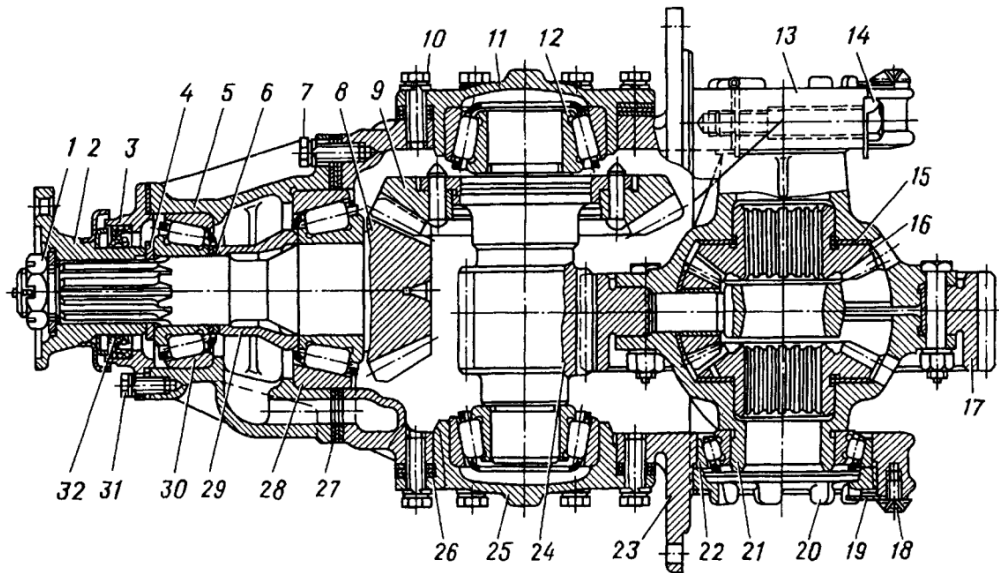
1 – ведуча шестерня головної передачі; 2 – болт; 3 – шайба пружинна; 4 – штифт;
 5 – кульковий підшипник диференціала; 6 – прокладка регульовальна; 7 – манжета;
 8 – кришка транспортна, 9 – картер зчеплення; 10 – шестерня привода спідометра;
 11 – шестерня півосі, 12 – сателіт диференціала

Рисунок 5.3 – Головна передача з диференціалом автомобіля ЗАЗ-1102

Черв'ячна головна передача (див. рис. 5.1, в). У цьому випадку можна одержати головну передачу з передаточним числом $U > 7$. Однак більш низький, порівняно з конічною й гіпoidною передачами, ККД черв'ячної передачі, менша навантажувальна здатність при тих же розмірах і трохи більша вартість виробництва обмежують область застосування таких передач.

Центральна подвійна головна передача має більшу навантажувальну здатність порівняно з одинарною при тих же розмірах коліс і дозволяє одержати більші передаточні числа ($U \leq 12$) без зменшення дорожнього просвіту під картером головної передачі.

Центральні подвійні головні передачі виконують на вантажних автомобілях великої вантажопідйомності (ЗИЛ, КАМАЗ). Головна передача автомобіля ЗИЛ наведена на рисунку 5.4.



- 1 – гайка фланця; 2 – фланець; 3 – кришка; 4 – шайба; 5 – склянка підшипників;
 6 – регульовальна шайба; 7, 10, 14, 31 – болти; 8 – ведуча конічна шестерня; 9 – ведена конічна шестерня; 11, 25 – кришки підшипників проміжного вала; 12 – підшипник проміжного вала; 13 – кришка; 15 – опорна шайба; 16 – шестерня півосі;
 17, 24 – відповідно ведена й ведуча циліндричні шестерні; 18 – болт стопора;
 19 – стопор; 20 – регульовальна гайка; 21 – ліва чашка; 22 – підшипник диференціала;
 23 – картер редуктора; 26, 27 – регульовальні прокладки; 28, 30 – підшипники вала ведучої конічної шестерні; 29 – розпірна втулка; 32 – манжета

Рисунок 5.4 – Редуктор заднього мосту із подвійною головною передачею

Рознесені подвійні передачі застосовуються на автомобілях МАЗ. Складаються із центрального редуктора з конічною або гіпоїдною передачею і колісних планетарних редукторів.

5.1.2 Регулювання зубчастих коліс і підшипників

Регулювання зубчастих коліс і підшипників головної передачі потрібно в деяких випадках, коли необхідний натяг підшипників кочення й правильне взаємне розташування зубчастих коліс не забезпечуються допусками на лінійні розміри сполучених деталей.

Підшипники вала шестерні головної передачі звичайно регулюють за допомогою регульовальних прокладок. Для регулювання підшипників

колеса головної передачі застосовують регулювальні гайки, що впираються в зовнішні кільця підшипників, або регулювальні прокладки.

Після підшипників регулюють зачеплення конічних зубчастих коліс головної передачі, для чого встановлюють їх правильне відносне положення при необхідному бічному зазорі між зубами. Регулювання бічного зазору між зубами перевіряють за допомогою індикатора. Бічний зазор у широкій частині зубів повинен бути в межах 0,10–0,35 мм (для нових зубчастих коліс).

Регулювання правильного відносного положення зубчастих коліс перевіряють за допомогою фарби.

5.1.3 Визначення передаточного числа головної передачі трансмісії автомобіля

Мінімальне передаточне число призначають із умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля:

$$U_{TP\min} = \frac{\omega_{\max} \cdot r_{\kappa}}{V_{\max}}, \quad (5.1)$$

де ω_{\max} – максимальна частота обертів колінчатого вала двигуна, 1/с;

V_{\max} – максимальна швидкість автомобіля, м/с;

r_{κ} – радіус кочення колеса, м. Приймається рівним статичному радіусу колеса.

Для вантажних автомобілів приймається частота обертання при максимальній потужності двигуна.

Мінімальне передатне відношення трансмісії дорівнює:

$$U_{TP\min} = U_{K\min} \cdot U_{DK\min} \cdot U_0, \quad (5.2)$$

де $U_{K\min}$ – мінімальне передаточне число коробки передач;

$U_{DK\min}$ – мінімальне передаточне число додаткової коробки, якщо її немає $U_{DK\min} = 0$;

U_0 – передаточне число головної передачі.

Прийнявши $U_{K\min}$ і $U_{DK\min}$, обчислюють передаточне число головної передачі:

$$U_0 = \frac{U_{TP\min}}{U_{K\min} \cdot U_{DK\min}}. \quad (5.3)$$

На підставі отриманих значень передаточного відношення головної передачі визначаються передаточні числа коробки передач для забезпечення тягово-швидкісних властивостей та паливної економічності автомобіля.

5.1.4 Головна передача автомобіля ВАЗ-2101

Будову головної передачі автомобіля ВАЗ-2101 наведено на рис. 5.2. Механізм головної передачі з диференціалом заднього мосту розміщений у чавунному литому картері. При монтажі він установлюється в картер заднього мосту таким чином, що в складеному вигляді утвориться єдина тверда система, що має власну масляну ванну. До фланця картера заднього мосту картер головної передачі кріпиться вісьмома болтами й центрується двома з них, отвори для яких виконані зі збільшеною точністю. Шестерні головної передачі – конічні, гіпоїдні. Ведуча шестерня опущена нижче осі веденої на величину гіпоїдного зсуву, рівного 31,75 мм. Вона виготовлена як одне ціле з її валом і встановлена в розточці картера на двох конічних роликотідшипниках, між внутрішніми обоймами яких встановлена сталева деформована розпирна втулка.

Для запобігання зсуву ведучої шестерні при передачі значних зусиль і для збільшення твердості передачі підшипники ведучої шестерні встановлені з попереднім натягом, що створюється затягуванням гайки 9 динамометричним ключем; величина моменту затягування становить 12–18 кгс·м, а момент тертя підшипників ведучої шестерні, що вимірюється багаторазово із збільшенням моменту затягування гайки, повинен становити 16–20 кгс·м.

Відповідність моменту тертя підшипників моменту затягування гайки забезпечується наявністю розпирної втулки 12, що має необхідну для створення натягу пружність.

Попередній натяг підшипників диференціала (і веденої шестерні) забезпечується одночасним і рівновеликим підтягуванням двох регулювальних гайок 27. При їхньому обертанні зовнішні обойми роликотідшипників переміщуються до диференціала, заплечики шийок якого впираються в торці внутрішніх кілець підшипників.

Положення регулювальних гайок фіксується стопорами, які випускаються двох видів – з одним або двома виступами – і кріпляться до кришки болтами 25 із пружинними шайбами.

5.2 Порядок виконання роботи

1. Вивчити призначення й будову різних типів головних передач і диференціалів.

2. Зробити ескіз головної передачі й диференціала автомобіля ВАЗ-2101.

3. Розібрати головну передачу автомобіля ВАЗ-2101 і вивчити її будову та призначення деталей.

4. Порахувати кількість зубів ведучої й веденої шестерні, розрахувати передатне відношення головної передачі.

5. Вивчити методику розрахунку передатного відношення головної передачі.

6. Для автомобіля ВАЗ-2101 розрахувати за наведеною методикою передаточне відношення головної передачі й порівняти з передаточним відношенням досліджуваної головної передачі.

5.3 Зміст звіту

1. Визначення й класифікація головних передач.
2. Ескіз головної передачі автомобіля ВАЗ-2101.
3. Розрахунок передаточного відношення головної передачі.
4. Аналіз отриманих результатів.
5. Висновки.

5.4 Контрольні запитання

1. Яке призначення головної передачі?
2. Класифікація головних передач.
3. Зобразіть кінематичну схему головної передачі автомобіля ВАЗ-2101.
4. На яких автомобілях використовують одинарну конічну головну передачу?
5. На яких автомобілях використовують одинарну циліндричну головну передачу?
6. На яких автомобілях використовують подвійні головні передачі?
7. На яких автомобілях використовують рознесені подвійні передачі?
8. Як визначається передаточне число головної передачі аналітичним та експериментальним методами?
9. Як визначається мінімальне передаточне відношення трансмісії?
10. Яке функціональне призначення сателітів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Высоцкий М. С. Грузовые автомобили / Высоцкий М. С., Гилелес Л. Х., Херсонский С. Г. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
2. Литвинов А. С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств : учебник / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
3. Осепчугов В. В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчёта : учебник / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.
4. Туревский И. С. Теория автомобиля : учебное пособие для студентов вузов / Туревский И. С. – М. : Высшая школа, 2005. – 240 с.
5. Селифонов В. В. Устойчивость автомобиля против заноса и опрокидывания : учебник / В. В. Селифонов, О. И. Гируцкий. – М. : МАМИ, 1991. – 55 с.
6. Кошарний М. Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля / Кошарний М. Ф. – К. : Вища школа, 1992. – 200 с.

ГЛОСАРІЙ

Автомобіль (car) – механічний транспортний засіб на 3, 4 чи більше колесах, призначений для перевезення людей, вантажів або спеціального обладнання.

Автомобільний поїзд, автопоїзд (Road Train, Trailer) – автомобіль-тягач з одним або декількома причепами або напівпричепами (для перевезення пасажирів – автобус з причепом). Порівняно з одиночними автомобілями автопоїзди забезпечують велику вантажопідйомність із збереженням достатніх маневрених властивостей, поперечних і подовжніх габаритів і питомого тиску на дорогу, верхні межі якого обмежені відповідними нормами.

Колесо (wheel) – диск або обід зі спицями, що обертається на осі. У сучасних машинах застосовується для передачі або перетворення обертового руху, а також як рушій.

Колісна база (wheelbase) – відстань між передньою та задньою віссю автомобіля. Простіше кажучи, це відстань від центра переднього до центра заднього колеса.

Пневматична шина (tyre) – пружна оболонка, яка встановлюється на ободі колеса транспортного засобу і заповнюється повітрям або іншим газом під тиском. Залежно від способу герметизації пневматичні шини виготовляються в камерному або безкамерному виконанні.

Повна маса (gross weight) – споряджена маса автомобіля разом із повним багажником і максимальною кількістю пасажирів (передбаченою конструкцією).

Протектор (protector) – зовнішня частина шини, за допомогою якої колесо тримається за дорогу.

Пружина (spring) – пружний елемент, використовуваний для амортизації поштовхів і ударів, віброізоляції, створення заданих початкових зусиль, акумуляція механічної енергії.

Рамний кузов (frame body) – кузов, що кріпиться до ходової частини автомобіля за допомогою рами.

Седан (sedan) – тип кузова, який має триоб'ємну форму й відокремлений від салону багажник. У такому кузові кришка багажника не може відкриватися разом із заднім склом.

Споряджена маса (curb weight) – маса повністю заправленого й готового до експлуатації автомобіля, але без вантажу та пасажирів.

Торсіон (torsion) – стрижень, що працює на кручення, виконує функції пружини. Виготовляється з термічно обробленої сталі, що допускає велику напругу кручення і значні кути закручування (десятки градусів).

Навчальне видання

**Біліченко Віктор Вікторович
Добровольський Олександр Леонідович
Смирнов Євгеній Валерійович
Огневий Віталій Олександрович**

**АВТОМОБІЛІ
Робочі процеси та основи розрахунку**

Лабораторний практикум

Редактор Т. Старічек

Оригінал-макет підготовлено В. Біліченком

Підписано до друку 06.01.2017 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 3,4.
Наклад 50 пр. Зам. № 2017-012.

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38.
publish.vntu.edu.ua; email: kivc.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.