

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ ІНСТИТУТ

# **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ  
З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ»  
РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ АТЗ**

ГОРЛІВКА 2002

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ ІНСТИТУТ

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

### **ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ АТЗ»**

для студентів спеціальності 7.090258  
“Автомобілі і автомобільне господарство”

Затверджено методичною  
комісією спеціальності  
7.090258 “Автомобілі і  
автомобільне господарство”  
Протокол № 2 від 22.10.02 р.

Затверджено на засіданні  
кафедри “Автомобілі і двигуни”.  
Протокол № 2 від 3.10.02 р.

ГОРЛІВКА 2002

УДК 629.113 (071)

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу “Автотранспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку”. Для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі і автомобільне господарство” /Укл.: А.В.Остапенко, Д.Ю.Приходченко, Поволоцький А.М. - Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2002. - 36 с.

Описано методику проведення експерименту, наведені короткі теоретичні пояснення і контрольні питання.

Укладачі: А.В.Остапенко, канд. техн. наук, доцент  
Д.Ю.Приходченко, асистент  
А.М. Поволоцький

Відповідальний за випуск: А.В.Остапенко

## ЗМІСТ

	Загальні вказівки до проведення лабораторних робіт	5
1	Лабораторна робота 1. Визначення коефіцієнту запасу фрикційного зчеплення автомобіля	5
2	Лабораторна робота 2. Дослідження кінематичних параметрів коробки передач автомобіля	9
3	Лабораторна робота 3. Дослідження кінематики карданної передачі з асинхронними карданними шарнірами й аналіз конструкції карданних шарнірів рівних кутових швидкостей	14
4	Лабораторна робота 4. Дослідження пружної характеристики підвіски з листовою ресорою	20
5	Лабораторна робота 5. Дослідження оцінних параметрів рульового механізму типу “Глободальний черв’як-ролик”.	24
	Список літератури	36

## **ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ**

Перед початком робіт у лабораторії керівник занять проводить інструктаж зі студентами за загальними правилами безпеки, щодо прийомів роботи з окремими приладами й установками. По закінченні інструктажу студенти розписуються в спеціальному журналі, де вказується дата проведення інструктажу і прізвище викладача.

Перед проведенням лабораторних занять студенти зобов'язані вивчити методику виконання роботи, повторити необхідний теоретичний і лекційний матеріал по підручнику. Перед кожною лабораторною роботою викладені короткі теоретичні зведення. Для самостійної перевірки знань рекомендується відповісти на контрольні питання. Теоретичний розбір для виявлення підготовленості студентів проводиться викладачем на початку кожного заняття.

У процесі виконання робіт студенти повинні суворо дотримувати методики проведення дослідів і вказівок викладача.

### **1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1**

#### **ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЕНТУ ЗАПАСУ ФРИКЦІЙНОГО ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЯ**

Мета роботи: Вивчити робочі процеси, що відбуваються при включеному стані фрикційного зчеплення.

Устаткування, інструменти та матеріали для виконання роботи: стенд зі зчепленням і вбудованою в йому електричною плиткою, важіль с первинним валом коробки передач, лінійка, штангенциркуль, важки, підставка.

#### **1.1 Загальні положення**

Зчеплення призначене для від'єднання і плавного з'єднання двигуна і трансмісії при зворушенні з місця, а також при перемиканні передач під час руху автомобіля.

Основні розміри зчеплення вибирають з умов передачі через зчеплення максимального моменту двигуна  $M_{emax}$  /1/ за рахунок сил тертя при плавному вмиканні зчеплення; інерційне зусилля натискного диска при різкому відпусненні педалі зчеплення не враховують.

Статичний момент тертя зчеплення рівний

$$M_c = \beta M_{emax}, \quad (1.1)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт запасу зчеплення.

Коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta$ , від якого залежить максимальна величина моменту тертя зчеплення  $M_c$  вибирають з міркувань передачі максимального моменту двигуна на трансмісію автомобіля з урахуванням експлуатаційного зносу фрикційних накладок, а також з умови запобігання трансмісії автомобіля від перевантажень інерційним моментом  $M_i$ , а самого зчеплення - від надмірної роботи буксування.

При зносі фрикційної накладки величина деформації пружин зменшується, і сила їх натиснення відповідно знижується. Коефіцієнт запасу зчеплення  $\beta$  повинен бути досить великим, щоб при допустимому в експлуатації зносі зчеплення могло передавати без пробуксовки максимальний момент двигуна при відпущеній педалі зчеплення, особливо при відсутності регулювання тиску пружин.

Разом з тим, із збільшенням коефіцієнта запасу  $\beta$  відповідно збільшується сила на педалі, яка необхідна для вимкнення зчеплення, що робить важчим управління зчепленням. Великий коефіцієнт запасу  $\beta$  небажаний також з точки зору запобігання трансмісії від перевантажень інерційним моментом  $M_i$ .

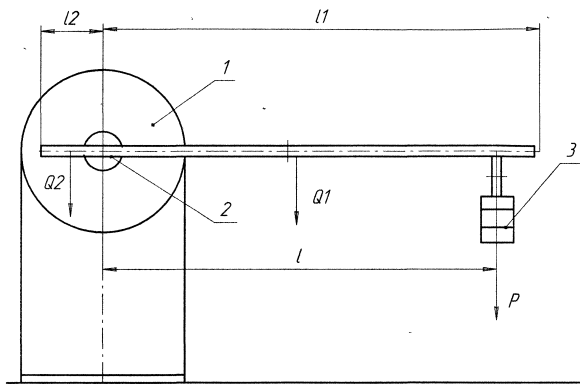
При малих значеннях коефіцієнта запасу  $\beta$  збільшується робота буксування зчеплення. Одночасно різко зростає і час буксування зчеплення і, отже, гіршає і розгін автомобіля. При збільшенні коефіцієнта  $\beta$  робота буксування зменшується і, тим самим, термін служби зчеплення збільшується, що особливо важливо при експлуатації автомобіля в скрутних дорожніх умовах або при великій повній вазі (робота з причепом). Одночасно із зменшенням роботи буксування зменшується і час буксування, що поліпшує розгін автомобіля в період буксування зчеплення.

З урахуванням цих суперечливих вимог можна рекомендувати наступні значення коефіцієнтів запасу зчеплення  $\beta$  (табл.1. 1) /2/.

Для визначення величин сил ваги  $Q_1$  і  $Q_2$  (рис. 1.1) довгого і короткого плечей важеля 2 необхідно питому вагу матеріалу важеля 2 помножити на об'єм матеріалу кожного плеча цього важеля. Сили ваги  $Q_1$  і  $Q_2$  прикладають посередині довжин  $l_1$  і  $l_2$  відповідно довгого і короткого плечей важеля 2.

Таблиця 1.1 - Рекомендовані значення коефіцієнта запасу зчеплення  $\beta$

Автомобілі	$\beta$
Легкові	1,3...1,75
Вантажні, працюючі у відносно легких дорожніх умовах.	1,6...2,0
Вантажні, працюючі у відносно важких дорожніх умовах; а також з причепом	2,5...3,0



1 - стенд зі зчепленням; 2 - важіль з первинним валом коробки передач;  
3 - підставка з важками.

Рисунок 1.1- Схема стенда зі зчепленням

## 1.2 Послідовність виконання роботи й обробка дослідних даних

Визначити величини сил ваги довгого і короткого плечей важеля з первинним валом коробки передач і точки додатку цих сил;

Вставити в зчеплення важіль з первинним валом коробки передач так, щоб він розташовувався горизонтально (рис. 1.1).

При з'єднанні важеля 2 зі зчепленням 1 горизонтального положення важеля 2 домагаються шляхом повороту вручну останнього на необхідний кут.

Встановити підставку на кінець важеля з первинним валом коробки передач і навантажувати її важками доти, поки важіль не почне повертатися (не допускається встановлювати важки на підставку

динамічним засобом).

Проробити досліди не менш трьох разів, дані занести в табл. 1.2 і визначити статичний момент тертя зчеплення і коефіцієнт запасу зчеплення.

При повторенні досліду необхідно важіль зчеплення повернути вручну на кут, відмінний від  $0^\circ$ ,  $360^\circ$ ,  $720^\circ$  і т.д.

Включити електричну плитку на 3-5 хвилин, потім її вимкнути і знову виконати два останніх пункти цього розділу.

Статичний момент тертя зчеплення  $M_c$  визначають по рівнянню

$$M_c = Q_1 \frac{l_1}{2} - Q_2 \frac{l_2}{2} + Pl, \quad (1.2)$$

де  $Q_1$  і  $Q_2$  - сили ваги відповідно довгого і короткого плечей важеля 2;

$l_1$  і  $l_2$  - довжини відповідно до довгого і короткого плечей важеля 2;

$P$  - сила ваги підставки з важків 3;

$l$  - відстань від осі первинного вала коробки передач важеля 2 до точки додатку сили ваги  $P$ .

Коефіцієнт запасу  $\beta$  фрикційного зчеплення для кожного досліду визначають по рівнянню (1.1). Середнє значення коефіцієнта  $\beta_{cp}$  визначають як середньоарифметичну величину.

Висновки за отриманими результатами повинні бути націлені на зіставлення отриманих величин між собою і з табличними даними (табл.1.2).

Таблиця 1.2 - Дослідні і розрахункові величини

Стан зчеплення	№ п/п	$Q_1$ Н	$l_1$ м	$Q_2$ Н	$l_2$ м	$P$ Н	$l$ м	$M_c$ Нм	$M_{emax}$ Нм	$\beta$	$\beta_{cp}$
	1										
Холодне	2										
	3										
	1										
Нагріте	2										
	3										

### Контрольні питання



- 1 Що називається коефіцієнтом запасу зчеплення?
- 2 Які значення має коефіцієнт запасу зчеплення для різних типів автомобілів?
- 3 Як впливає коефіцієнт запасу зчеплення на роботу зчеплення і на максимальну величину навантажень в трансмісії?
- 4 Як змінюється величина коефіцієнта запасу зчеплення в процесі експлуатації автомобіля?
- 5 Чим керуються при виборі коефіцієнта запасу зчеплення?
- 6 Чому значення коефіцієнтів запасу зчеплення в холодному і нагрітому стані не однакові (або однакові)?
- 7 Як буде працювати зчеплення, у якого коефіцієнт запасу зчеплення буде меншим одиниці?

## 2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБІЛЯ

Мета роботи: Викреслити ескіз кінематичної схеми коробки передач автомобіля і скласти її технічну характеристику.

Устаткування, інструменти і матеріали для виконання роботи: розріз коробки передач автомобіля ГАЗ-52, штангенциркуль, транспортир, лінійка, чистий папір, крейда.

#### 2.1 Загальні зведення

Профілювання зубів евольвентного зачеплення й інструмента для їхнього нарізування здійснюється відповідно до вихідного контуру. Параметри вихідного контуру:

$$\text{кут профілю } \alpha = 20^{\circ};$$

$$\text{глибина заходу зубів } h_d = h_d^* m = 2m,$$

де  $h_d^*$  - коефіцієнт глибини заходу зубів;

$$\text{крок рейки } p = \pi m;$$

$$\text{коефіцієнт висоти голівки зуба } h_a^* = 1;$$

коефіцієнт радіального зазору для циліндричних зубчастих коліс

$$c^* = 0,25.$$

Відповідно до ДСТ 13755-68 і 13754-68 розміри зубів нормального евольвентного зачеплення :

висота голівки зубів

$$h_a = h_a^* m, \quad (2.1)$$

висота ніжок зубів

$$h_f = (h_a^* + c^*) m, \quad (2.2)$$

висота зубів

$$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*) m. \quad (2.3)$$

Діаметр ділильної окружності зубів

$$d = \frac{m}{\cos \beta} z, \quad (2.4)$$

де  $\beta$  – кут нахилу зубів.

Якщо кількість зубів  $z$  менше деякого граничного значення  $z_{min}$ , то при нарізуванні зубів інструментом рейкового типу відбувається підріз ніжок зубів (рис. 2.1), у результаті чого міцність зубів на вигин значно знижується. При нарізуванні прямих зубів нормального евольвентного зачеплення інструментом рейкового типу їхнє мінімальне число, при якому відсутнє підрізання,  $z_{min} = 17$ .

Для усунення явищ підрізання зубів нормального евольвентного зачеплення застосовуються спеціальні способи виправлення їхнього профілю, що називаються коригуванням зубцюватих зачеплень.

Коригуванням зубцюватих зачеплень досягається не тільки підвищення міцності зубів на вигин, але і підвищення несучої здатності їх по контактній міцності, а також зменшення зносу зубів і усунення явища їхнього заклинювання. Крім того, коригування зачеплення дозволяє проектувати зубчасту передачу при заданій міжосьовій відстані.

Коригування зубцюватого зачеплення полягає в тім, що в порівнянні з нормальним евольвентним зачепленням профілі зубів виконують іншими, більш вигідними для даної передачі, ділянками евольвенти тієї ж основної окружності.

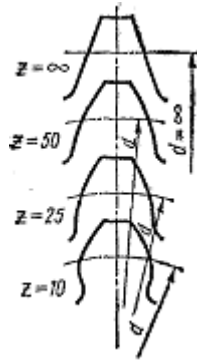


Рисунок 2.1 - Підрізання зубів при зменшенні їх кількості

Кориговані зуби виготовляють на тих же верстатах і тим же стандартним інструментом, що і некориговані. Різниця у виготовленні зубчастих коліс з некоригованими і з коригованими зубами полягає в тім, що для останніх інструмент установлюють з деяким зсувом у радіальному напрямку. Відповідно заготівлі цих коліс у порівнянні з заготівлями зубчастих коліс з некоригованими зубами виконуються зміненого діаметра.

Величина зсуву інструмента визначається за формулою

$$\chi = \chi m, \quad (2.5)$$

де  $\chi$  — коефіцієнт зсуву;  $m$  — модуль виготовленого зубчастого колеса.

Коефіцієнт зсуву вважається позитивним ( $\chi > 0$ ), коли інструмент зміщається від центра заготівлі, і негативним ( $\chi < 0$ ), коли інструмент зміщається в напрямку до центра заготівлі.

У некоригованій зубчастій передачі для обох зубчастих коліс  $\chi = 0$ , і тому ця передача називається нульовий.

Розрізняють висотну і кутову корекцію зачеплення.

Зубчасті передачі з висотною корекцією виконують з коефіцієнтами зсуву зубів шестірни  $\chi_1$  і колеса  $\chi_2$ , що задовольняють умові:

$$\chi_1 = -\chi_2 \text{ і } \chi_{\Sigma} = \chi_1 + \chi_2 = 0,$$

де  $\chi_{\Sigma}$  - сумарний коефіцієнт зсуву шестірни і колеса.

При висотній корекції висота зубів залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот голівок і ніжок зубів і відповідно змінюються діаметри окружностей виступів і западин.

У зубах з висотною корекцією висота голівок  $h_a$  і висота ніжок їх

$h_f$  :

$$h_a = (h_a^* + x) m , \quad (2.6)$$

$$h_f = (h_a^* + c^* - x) m . \quad (2.7)$$

Початкові окружності при висотній корекції, так само як і в зубчастих колісах з некоригованими зубами, збігаються з ділильними і кут зачеплення не змінюється. При висотній корекції товщина зубів шестерні збільшується за рахунок зменшення товщини зубів коліса. Але сума товщин по ділильній окружності пари зачеплених зубів тут залишається постійною і рівною кроку зачеплення. Тому зубчаста передача з висотною корекцією зубів здійснюється без зміни міжосьової відстані передачі, яка дорівнює

$$a = 0,5(d_1 + d_2) . \quad (2.8)$$

При висотній корекції міцність зубів шестерні збільшується при одночасному зниженні міцності зубів коліса. При великій кількості зубів шестерні і коліса коригування малоефективне, тому що форма зубів змінюється незначно. Тому висотну корекцію застосовують тільки при малій кількості зубів шестерні і великих передаточних числах передач.

Зубчасті передачі з кутовою корекцією виконують з нерівними коефіцієнтами зсуву  $x_1$  і  $x_2$ , що задовольняють умові:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 \neq 0 . \quad (2.9)$$

При кутовій корекції сума товщин зубів шестерні і коліса по ділильній окружності не дорівнює кроку зачеплення, і тому ділильні окружності не можуть стикатися. У результаті цього ділильні окружності не збігаються з початковими окружностями, висота зубів зміниться і кут профілю зубів буде збільшений або зменшений. Міжосьова відстань в цьому випадку дорівнює

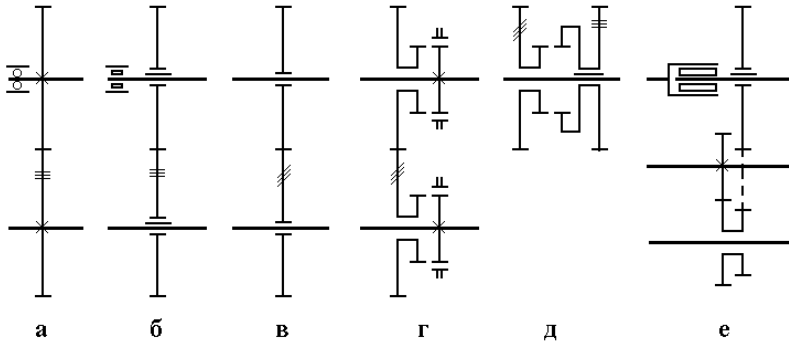
$$a = 0,5(d_1 + d_2) + x_{\Sigma} m , \quad (2.10)$$

Кутова корекція зубцюватого зачеплення в порівнянні з висотною корекцією має низку переваг, основними з яких є збільшення міцності зубів обох зубчастих коліс і можливість проектування зубчастої передачі з бажаною міжосьовою відстанню. Кутову корекцію можна застосовувати при будь-яких сполученнях кількості зубів шестерні і коліс. Тому з коригованих зубчастих передач переважне застосування мають передачі з кутовою корекцією.

Граничні значення коефіцієнтів зсуву обмежуються наступними факторами: неприпустимим підрізанням зубів при нарізуванні їхнім інструментом; загостренням зубів, тобто зменшенням їхньої товщини по

окружності виступів межі, що нижче допускається; проявом інтерференції (взаємного впродавження) зубів при їхній роботі; зменшенням коефіцієнта перекриття до граничної величини.

На рис. 2.2 показані окремі елементи, необхідні для виконання кінематичної схеми коробки передач при виконанні лабораторної роботи.



а - сполучені прямозубі зубчасті колеса, нерухомо закріплені на валах; радіальний кульковий підшипник; б - сполучені прямозубі зубчасті колеса, нерухомо закріплені на валах і які мають можливість пересуватися уздовж валів; радіальний роликковий підшипник; в - сполучені косозубі зубчасті колеса, вільно посаджені на валах; г - сполучені косозубі зубчасті колеса, вільно посаджені на валах і за допомогою зубчастих муфт (чи синхронізаторів) жорстко з'єднані з валами; д - вільно посаджене на валу косозубе колесо може бути з'єднане жорстко з валом за допомогою зубчастої муфти прямозубого зубчастого колеса, жорстко з'єданого з валом і яке має можливість пересуватися уздовж вала; е - фрагмент кінематичного зв'язку між сполученими ланками пари, накресленими роздільно (зв'язок показаний штриховою лінією); голчастий підшипник.

Рисунок 2.2 - Елементи для виконання кінематичної схеми коробки передач

При кресленні необхідно мати на увазі, що на кінематичних схемах зображують:

- вали, осі, стрижні, шатуни, кривошипи тощо - суцільними основними лініями товщиною  $S$ ;
- елементи, зображені спрощено зовнішніми обрисами, зубчасті колеса, черв'яки, шківні, кулачки тощо - суцільними лініями товщиною  $S/2$ ;
- контур виробу, в який вписана схема - суцільними тонкими лініями товщиною  $S/3$ ;
- кінематичні зв'язки між сполученими ланками пари, накресленими

роздільно - штриховими лініями товщиною  $S/2$ .

При нанесенні позицій елементів коробки передач автомобіля з вказівкою параметрів усіх її зубчастих коліс варто пам'ятати, що кожному кінематичному елементу, зображеному на схемі, як правило, привласнюють порядковий номер, починаючи від джерела руху. Вали нумерують римськими цифрами, інші елементи - арабськими цифрами. Для зубчастих коліс вказують їхні параметри: кількість зубів, модуль зубчастого колеса, кут і напрямок кута нахилу зубів (рис. 2.3).

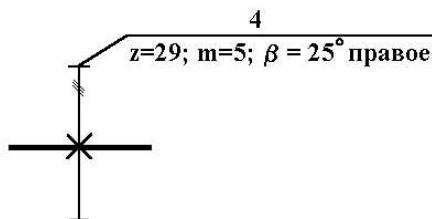


Рисунок. 2.3 - Приклад позначення позиції для зубчастого колеса

На вільному полі листа за виконаною кінематичною схемою коробки передач автомобіля поміщують експлікацію елементів коробки передач, що включає номер позиції, тире, найменування елемента (спочатку пишуть ім'я іменник, потім усі необхідні визначення), кома, кількість елементів (наприклад, 3 шт.) і крапка з комою. Наступний елемент записують з нового рядка. Після запису останнього елемента ставимо крапку.

Кут нахилу гвинтової лінії зуба зубчастого колеса можна знайти за допомогою різного роду приладів типу кутоміра з ноніусом, оптичного кутоміра тощо. Для цього необхідно демонтувати кожне зубчасте колесо. Приблизно кут нахилу гвинтової лінії зуба зубчастого колеса можна перевірити за допомогою транспортира і лінійки, приклавши останню уздовж осі обертання і вимірявши кут транспортиром. Можна відтиснути на чистий папір кілька зубів досліджуваного зубчастого колеса, потім вимірюють кут нахилу за допомогою транспортира.

Напрямок гвинтової лінії зуба зубчастого колеса вважається лівим, якщо, повернувши до себе зубчасте колесо торцем і подивившись на нього зверху, гвинтова лінія зуба йде справа наліво, якщо навпаки, то - правим.

Величину нормального модуля  $m$  можна знайти різними засобами, наприклад, шляхом виміру повної висоти зуба штангенциркулем і з формули (2.3) визначити модуль; відтиснути на чистому папері торцевий перетин зубів, на ньому відзначити окружний крок  $t_1$  зубів однойменними профілями сусідніх зубів, обмірване по ділильній окружності, виміряти

його, наприклад, штангенциркулем чи лінійкою і за формулою визначити нормальний модуль  $m$  :

$$m = \frac{t_1}{\pi} \cos \beta, \quad (2.11)$$

і можна використовувати крокомір для виміру нормального кроку  $t_H$  , а потім визначити нормальний модуль за формулою

$$m = \frac{t_H}{\pi}. \quad (2.12)$$

## 2.2 Послідовність виконання роботи

Накреслити ескіз кінематичної схеми коробки передач автомобіля.

Нанести позиції елементів коробки передач автомобіля з вказівкою параметрів усіх її зубчастих коліс.

Скласти експлікацію елементів коробки передач.

У таблиці 2.1 необхідно заповнити і перевірити параметри зубчастих коліс коробки передач (заповнити колонки 2, 3; у колонці 4 перевірити величину модуля зубчастого колеса будь-яким способом і підтвердити обраний засіб за допомогою ескізу; у колонці 7 перевірити діаметри ділильної окружності, використовуючи при цьому рівняння (2.4), поставити в таблицю отримані значення в знаменник написаним і пояснити письмово в примітці (стовпчик 13) причину розбіжності з зазначеними в таблиці; у колонці 5 перевірити величину кута нахилу гвинтової лінії зубчастих коліс будь-яким способом і підтвердити обраний засіб за допомогою ескізу; у колонці 6 вказати напрямок гвинтової лінії зуба зубчастих коліс; у колонках 8, 9, 10, 11 і 12 перевірити висоти ніжки, головки і повну висоту зубів розрахунковим методом, поставити в таблицю отримані значення в знаменник написаним і пояснити письмово в колонці 13 наступне: є чи відсутня корекція зубів зубчастого колеса, який метод корекції застосований і для чого застосована корекція зубів даного зубчастого колеса і зачеплення зубцюватої пари в цілому).

Скласти технічну характеристику коробки передач автомобіля.

Технічна характеристика коробки передач автомобіля включає наступні пункти:

1 Міжосьова відстань, мм

110,625

2 Максимальний момент, що крутить, на первинному валу, Нм

3 Найбільша кількість пар зубчастих коліс постійного зачеплення

4	Передаточні числа: першої передачі другої третьої четвертої заднього ходу	
5	Шліці первинного вала коробки передач кількість шліців зовнішній діаметр, мм  внутрішній діаметр, мм ширина шліца, мм	Прямобічні  35 <sup>-0,075</sup> <sub>-0,160</sub>  26,5 <sup>-0,5</sup> 5,385 <sup>-0,05</sup>
6	Шліці вторинного вала кількість шліців модуль, мм профільний кут інструмента, град діаметр ділильної окружності, мм ширина шліца на дузі ділильної окружності, мм	Евольвентні  2 30  3,72
7	Вага коробки передач, кг	50,2
8	Заправна ємкість картера, л	1,35

У цій технічній характеристиці коробки передач автомобіля необхідно:

- 1) перевірити міжосьову відстань для всіх пар зубчастих коліс;
- 2) записати усі цифри пунктів технічної характеристики /1/.

### Контрольні питання

1 Які пункти необхідно виконати при кінематичному розрахунку коробки передач?

2 Як визначається міжосьова відстань коробки передач?

3 Назвіть параметри зубчастих коліс автомобіля.

4 Як визначити модуль зубчастого колеса?

5 Як визначити величину кута нахилу гвинтової лінії зуба?

6 Як вибрати напрямок гвинтової лінії для зубчастих коліс коробки передач?

7 Для чого застосовують коригування зубів зубчастих коліс коробки передач?

8 Які методи корекції зубчастих коліс відомі? Проаналізуйте кожний з цих методів.

9 Які можливі випадки зачеплення пари зубчастих коліс, застосовувані в коробках передач автомобіля?



10 З яких пунктів складається технічна характеристика коробки передач?

11 Які види центрування прямобічних шліцьових з'єднань відомі? Проаналізуйте кожний з цих видів.

12 Призначення, пристрій і принцип роботи синхронізатора коробки передач автомобіля ГАЗ-52.

13 Що значить розрахувати синхронізатор?

### **3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3**

#### **ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ З АСИНХРОННИМИ КАРДАННИМИ ШАРНІРАМИ Й АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ РІВНИХ КУТОВИХ ШВИДКОСТЕЙ**

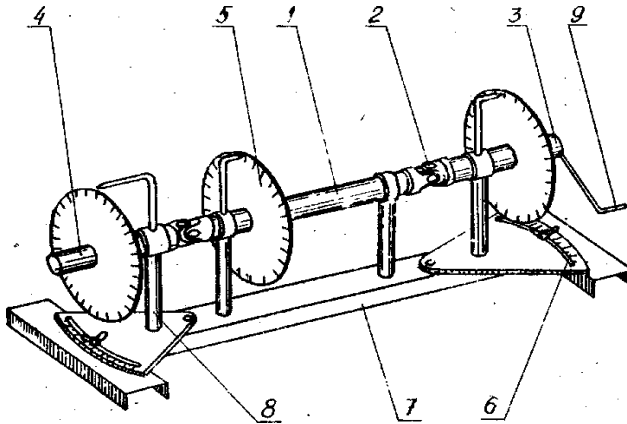
Мета роботи: Дослідити кінематику карданних передач з асинхронними карданними шарнірами; вивчити умови, за яких забезпечується синхронність обертання відомих і ведучих валів карданних передач; вивчити і проаналізувати різні конструкції карданних передач.

Устаткування і матеріальне забезпечення: лабораторна установка, що містить карданну передачу з двома асинхронними карданними шарнірами для дослідження її кінематики (рис. 3.1); карданні шарніри рівних кутових швидкостей (ШРКШ); один карданний асинхронний шарнір; набір інструментів для розбирання і збирання карданних шарнірів.

#### **3.1 Загальні зведення**

Карданна передача автомобіля - це механізм трансмісії, що складається з одного чи декількох карданних валів і карданних шарнірів, призначений для передачі моменту, що крутить, між агрегатами, вісі яких не збігаються чи можуть змінювати своє відносне положення.

Карданні шарніри підрозділяють за кінематичними властивостями на шарніри нерівних (асинхронні) і рівних кутових швидкостей, а по наявності фіксованих осей хитання - на повні і напівкарданні шарніри. По механічних властивостях карданні шарніри підрозділяються на тверді і м'які (пружні). Розрізняють також прості й універсальні карданні шарніри. Прості - дозволяють змінювати тільки відносне кутове переміщення двох валів, а універсальні - як кутове, так і осьове відносне переміщення валів, що з'єднуються, причому осьове переміщення реалізується всередині самого шарніра.



1 - карданний вал; 2 - карданний шарнір; 3 - ведучий вал; 4 - відомий вал; 5 - обертова шкала кута повороту карданної передачі; 6 - поворотна шкала кута взаємного розташування карданних валів; 7 - станина; 8 - поворотна стійка; 9 – рукоятка.

Рисунок 3.1- Схема лабораторної установки

Свою назву карданні механізми одержали за ім'ям відомого італійського вченого математика і механіка Джероламо (Джеронімо) Кардано (1501, по іншим даним 1506-1576). У 1664 р. англійський механік Роберт Гук (1635-1703) запатентував пристрій, призначений для передачі обертання між двома валами, розташованими під кутом. Механізм одержав назву шарніра Гука. З погляду структури і кінематики механізм Кардано і шарнір Гука еквівалентні, розходження їх тільки конструктивне.

До карданних передач, застосовуваних в автомобілях з різним призначенням, висувають різні вимоги. Тому, у кожному конкретному випадку різні конструкції карданних передач чи карданних шарнірів будуть у різній мірі відповідати пропонованим вимогам, тобто достоїнства передачі для одного типу автомобіля при використанні в автомобілі іншого типу можуть не проявитися, а іноді стати як її недоліки, і навпаки. Глибокий аналіз карданних передач дозволяє (при проектуванні автомобіля) у кожному конкретному випадку вибрати найбільш доцільну конструкцію передачі. Крім того, знання цих властивостей сприяє її правильній експлуатації.

При обертанні кінці хрестовини погойдуються щодо площини, перпендикулярної до осі ведучого вала.

При повороті ведучого вала навколо своєї осі на кут  $\varphi_1$  відомий вал

повертається навколо своєї осі на кут  $\varphi_2$ . Співвідношення між кутами повороту ведучого і відомого валів визначається вираженням

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha, \quad (3.1)$$

де  $\alpha$  - кут між ведучим і відомим валами.

З цього вираження випливає, що кут  $\varphi_2$  або менше кута  $\varphi_1$ , або дорівнює йому, або більше його. Рівність кутів настає через кожні  $90^\circ$  повороту ведучого вала.

Отже, при рівномірному обертанні ведучого вала кутова швидкість відомого вала нерівномірна і змінюється по синусоїдальному закону в залежності від часу. Нерівномірність обертання буде тим більше, чим більше кут  $\alpha$  між осями валів. В результаті нерівномірного обертання вала, розташованого після карданного шарніру нерівних кутових швидкостей, в трансмісії виникають додаткові пульсуючі навантаження. При  $\alpha = 5^\circ \dots 10^\circ$  додаткові навантаження порівняно невеликі, але при збільшенні  $\alpha$  до  $15^\circ \dots 20^\circ$  вони перевищують навантаження від моменту двигуна, що крутить. Щоб уникнути нерівномірного обертання вала, варто застосовувати в карданній передачі два карданних шарніри і встановлювати їх так, щоб кути між валами  $\alpha$  і  $\beta$  були рівними, а вилки карданних шарнірів, закріплені на нерівномірно обертаючомуся валу, повинні бути розташовані в одній площині (рис.3.1).

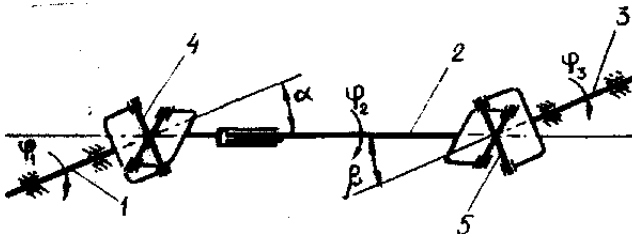
Для другого карданного шарніра співвідношення між кутами повороту  $\varphi_2$  (вал 2) і  $\varphi_3$  (вал 3) будуть

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 \cos \beta, \quad (3.2)$$

Підставляючи в останню формулу значення  $\operatorname{tg} \varphi_2$  (3.1), маємо

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}. \quad (3.3)$$

При  $\alpha = \beta$  отримаємо  $\operatorname{tg} \varphi_3 = \operatorname{tg} \varphi_1$ , тобто вал 3 повернеться на кут  $\varphi_3$ , який дорівнює куту  $\varphi_1$  повороту вала 1 (рис. 3.2).



1, 2, 3 - карданні вали; 4, 5 - карданні шарніри нерівних кутових швидкостей;  
 $\alpha$  і  $\beta$  - кути між валами;  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ , і  $\varphi_3$  - кути повороту карданних валів.

Рисунок 3.2- Схема карданної передачі

### 3.2 Послідовність виконання роботи

Розібрати асинхронний карданний шарнір, вивчити конструкцію його складових частин, зробити вимір геометричних параметрів деталей. Записати необхідні дані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри асинхронних карданних шарнірів

№ п/п	Найменування параметрів	Результат дослідження
1	Тип карданного шарніру	
2	Діаметр шипа хрестовини	
3	Засіб фіксації голчастих підшипників у вилці	
4	Засіб змащення голчастих підшипників	
5	Засіб захисту підшипника шарніру від вологи и бруду	
6	Тип сальника	

Зібрати карданний шарнір.

Розібрати і зібрати карданні шарніри рівних кутових швидкостей. Дані записати в табл. 3.2.

Встановивши кути  $\alpha_i$  і  $\beta_i$  між осями валів установки (рис. 3.1), наприклад:  $\alpha_1 = 0^\circ$ ,  $\beta_1 = 15^\circ$ ;  $\alpha_2 = \beta_2 = 12^\circ$ ;  $\alpha_3 = -\beta_3 = 10^\circ$ , для кожного сполучення кутів  $\alpha_i$  і  $\beta_i$  повертати ведучий вал 3 на кути  $\varphi_1 = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$  і т.д. до  $180^\circ$ , обертанням рукоятки 9. Зафіксувати значення кутів  $\varphi_3$ , а отримані результати занести в табл. 3.3. За даними табл. 3.3 побудувати графік залежності  $\varphi_3 - \varphi_1 = f(\varphi_1)$ .

Таблиця 3.2 - Параметри карданних шарнірів рівних кутових швидкостей

№ п/п	Найменування параметру	Кульковий ШРКШ Вейса	Кулачково-дисковий ШРКШ	Здвоєний ШРКШ	Універсальний ШРКШ
1	Елементи шарніру, що передають крутячий момент				

2	Вид тертя, супроводжуючий передачу, $M_{кр}$				
3	Засіб змащення				
4	КПД				
5	Кут, на який передається $M_{кр}$				
6	Величина переданого моменту				

Таблиця 3.3 – Дослідні дані

№ п/п	$\varphi_1$	$\alpha_1 = 0^\circ$ $\beta_1 = 15^\circ$	$\alpha_2 = 12$ $\beta_2 = 12$	$\alpha_3 = 10^\circ$ $\beta_3 = -10^\circ$
1	0			
2	15			
3	30			
...	...	...	...	...
12	165			
13	180			

### Контрольні питання

- 1 Яке призначення карданної передачі і її складових частин?
- 2 Сфери застосування карданних передач на автомобілі?
- 3 Які типи карданних шарнірів застосовуються для передачі моменту, що крутить, у трансмісії?
- 4 У яких випадках застосовують асинхронні, а в яких випадках - синхронні карданні шарніри?
- 5 Як забезпечується рівномірність обертання відомого вала при використанні асинхронних шарнірів?
- 6 Які умови необхідно виконати при використанні подвійних карданних шарнірів нерівних кутових швидкостей, щоб забезпечити рівномірне обертання відомого вала при постійній кутовій швидкості ведучого вала?

## 4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПІДВІСКИ З ЛИСТОВОЮ РЕСОРОЮ

Мета роботи: Вивчити особливості конструкцій ресор, застосовуваних у залежних підвісках. Зняти і графічно побудувати характеристики підвіски з листовою ресорою.

Устаткування і матеріальне забезпечення - установка для зняття характеристик листових ресор; ресорна підвіска; додатковий буфер; ріжкові ключі 10x12, 19x22; вибивач.

#### 4.1 Загальні зведення

З'якшення ударів і зменшення амплітуди коливань підресорених мас при їзді по нерівній поверхні забезпечується підвіскою, що складається з пружних елементів, гасячих і направляючих пристроїв. Основна вимога, пропонується до підвіски – плавність ходу. Це значить, що підвіска повинна забезпечувати визначений закон зміни вертикальної реакції на колесо  $R_z$  у залежності від прогину  $f$ . Така залежність називається пружною характеристикою підвіски. Крім того, це означає, що підвіска повинна забезпечувати оптимальну частоту власних коливань: для легкових - 0,8-1,2 Гц, а для вантажних автомобілів - 1,2-1,9 Гц, що відповідає частоті коливань, випробовуваних людиною під час ходьби. Ця частота не робить ніякого шкідливого впливу на його організм. Конструкція направляючого пристрою визначає кінематику коліс при їхньому наїзді на нерівності дороги, а опір вертикальному переміщенню, що робиться амортизатором, при ході стиску й особливо відбою підвіски гасить виникаючі коливання.

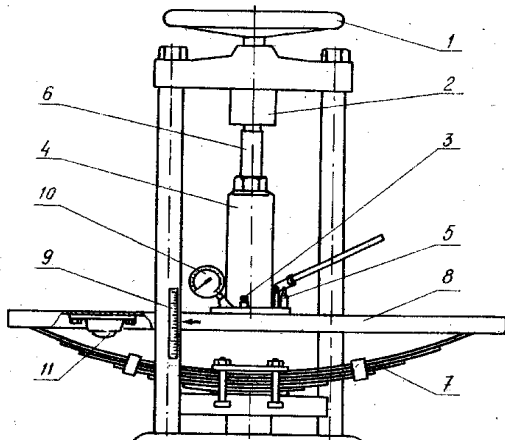
Листова ресора, поєднуючи деякою мірою функції трьох перелічених груп елементів, застосовується найбільш часто.

Характеристика більшості пружних елементів, у тому числі листових ресор, лінійна. Оскільки кількість коливань у хвилину  $n$  визначається статичним прогином  $f$ , тому це несприятливо позначається на плавності ходу автомобілів, у яких осьове навантаження змінюється в широких межах

$$n = \frac{300}{\sqrt{f_c}}, \text{ мин}^{-1}.$$

Отже, зі зменшенням навантаження росте частота коливань. Тому, занадто жорстка підвіска може забезпечувати задовільну плавність ходу

лише у вузькому діапазоні максимальних значень навантаження, що приходить на колеса. М'яка підвіска, яка дозволяє одержати гарну плавність ходу для порожнього автомобіля, не може запобігти пробою підвіски при їзді по нерівній дорозі. Для поліпшення характеристики підвіски, що складається з листових ресор, застосовують, зокрема, додаткові буфери (рис. 4.1).



1 - маховик; 2 - висувна гайка; 3 - клапан; 4 - гідроциліндр; 5 - насос ручний; 6 - поршень гідроциліндра; 7 - ресора; 8 - лонжерон; 9 - шкала; 10 - манометр; 11 - додатковий буфер.

Рисунок 4.1 - Установка для зняття характеристик листових ресор

Така підвіска конструктивно найбільш проста. На підресореній частині автомобіля (рама, кузов тощо) між одним кінцем ресори і місцем кріплення її до балки моста встановлюється додатковий буфер. При досягненні визначеного навантаження на вісь, ресора, прогинаючись, розпрямляється і починає спиратися на додатковий буфер. У такий засіб у ресори з'являється нова опора, яка ніби-то вкорочує її. В результаті подальша деформація ресори відбувається при більшій, ніж до зіткнення з буфером, жорсткості.

Листова ресора, крім зм'якшення ударів, несе на собі й інші функції. Так міжлистова тертя сприяє гасінню коливань. Ступінь ефективності цієї властивості побічно характеризується петлею гистерезиса. Чим більше її площа, тим більше енергії витрачається на тертя, тим швидше відбувається загасання пружних коливань підвіски. На деяких автомобілях (звичайно у вантажних) в задній підвісці встановлюють тільки ресору без амортизаторів. Така підвіска проста і більш дешева.

## 4.2 Послідовність виконання роботи

Ознайомитися з конструкцією підвіски, приладами, пристосуваннями і методикою зняття характеристики пружних елементів.

Переконатися в справності установки і надійності кріплення листової ресори, гідроциліндра.

Закрити клапан 3 гідроциліндра 4 і за допомогою ручного насосу 5 перемістити поршень гідроциліндра 6 до упору з висувною гайкою 2, вибравши тим самим наявний зазор. Стрілка манометра повинна залишатися на нулі.

Здійснити навантаження ресори 7 шляхом обертання маховика 1, що переміщує висувну гайку 2, впливає за допомогою гідроциліндра 6 на лонжерон 8, який варто переміщати на 4-6 мм. Останній деформує ресору 7. Значення прогину ресори визначають по шкалі 9, а навантаження на неї - по шкалі манометра 10 гідроциліндра 5. Отримані дані заносять у табл. 4.1.

Продовжуючи збільшувати навантаження на ресору 7 і фіксуючи показання манометра 10 і прогин через кожні 4-6 мм її деформації, довести прогин до максимуму.

Обертаючи маховик 1 у зворотному напрямку, установити значення прогину ресори, що відповідають попередньому перед максимальним прогином положенню. Записати показання манометра в табл. 4.1. Продовжуючи знімати навантаження з ресори і встановлюючи ті ж значення прогинів, що і при навантаженні, але слідує в зворотному напрямку, розвантажити ресору, при цьому фіксуючи і заносючи показання манометра в табл. 4.1.

Повторити дослід три рази (п. 3-6). Результати дослідів занести в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Дослідні дані

№ п/п	$f_c$ , мм	Характеристика підвіски без додаткової опори			Характеристика підвіски з додатковим буфером				
		P, Па			Z, Н	P, Па			Z, Н
		1	2	Середнє значення		1	2	Середнє значення	
1									



2									
3									
.									
.									
3									
2									
1									

За даними таблиці побудувати пружні характеристики , попередньо , за відомими значеннями тиску рідини в гідроциліндрі, визначити значення навантаження на ресору за формулою

$$Z = P \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.1)$$

Встановити на лонжерон 8 додатковий буфер 11 і добре затягти гайки його кріплення. Слідуючи вказівкам пунктів 3-8, проробити досвід трічі.

Порівняти отримані результати і зробити висновки.

### Контрольні питання

- 1 Призначення і контроль підвіски.
- 2 Класифікація і вимоги, пропоновані до підвісок і їхніх складових частин.
- 3 Типи пружних елементів і їх оцінки.
- 4 Достойнства підвісок з нелінійною пружною характеристикою і шляхи її досягнення.
- 5 Роль амортизаторів, їхнє використання.
- 6 Вплив направляючих пристроїв на кінематику керованих коліс, керованість і стійкість автомобіля.
- 7 Пояснити нелінійність ділянки пружної характеристики.

## 5 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5

### ДОСЛІДЖЕННЯ ОЦІННИХ ПАРАМЕТРІВ РУЛЬОВОГО МЕХАНІЗМУ ТИПУ ГЛОБОІДАЛЬНИЙ ЧЕРВ'ЯК-РОЛИК.

Мета роботи: Навчитися визначати зазори в зачепленні і передаточне число рульового механізму, а також його прямий і зворотний к.к.д.

Устаткування, інструменти і матеріали для виконання роботи: стенд із рульовим механізмом; важки.

### 5.1 Загальні зведення

Рульовий механізм, є редуктором, що забезпечує збільшення на валу рульової сошки підведеного до рульового колеса моменту. Збільшення моменту практично пропорційно кутовому передавальному числу рульового механізму.

$$U_{р.м.} = \frac{d\alpha/dt}{d\beta/dt} = \frac{d\alpha}{d\beta}, \quad (5.1)$$

де  $d\alpha/dt$  і  $d\beta/dt$  – кутові швидкості обертання відповідно до рульового колеса і вала рульової сошки;

$d\alpha$  і  $d\beta$  – елементарні кути повороту рульового колеса і вала сошки.

Максимальна величина кутового передавального числа для машин різних типів і класів лежить в межах  $U_{р.м.} = 15...25$ , а в деяких випадках доходить до 40. При виборі  $U_{р.м.}$  виходять з того, що за один - два повних обороти рульового колеса керовані колеса автомобіля повинні повертатися з нейтрального положення на кути  $35^0...40^0$ . Зі збільшенням  $U_{р.м.}$  меншає те зусилля, що затрачується для здійснення маневрування на рульовому колесі, однак одночасно зростає кількість обертів рульового колеса, яке потрібно виконати, щоб повернути керовані колеса на необхідні кути.

Передавальне число  $U_{р.м.}$  може бути постійним або змінним. При постійності  $U_{р.м.}$  воно визначається з вираження:

$$U_{р.м.} = \frac{\alpha}{\beta}. \quad (5.2)$$

Рульові механізми із змінним передавальним числом з великим діапазоном зміни  $U_{р.м.}$  необхідні для рульових керування, не обладнаних підсилювачами. Закон зміни, що рекомендується для цього випадку  $U_{р.м.} = f(\alpha)$  показаний на рис. 5.1.

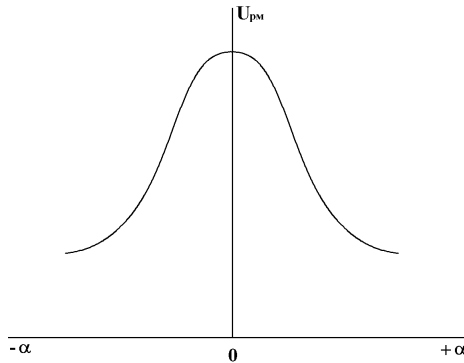


Рисунок 5.1 - Оптимальний закон зміни  $U_{p.m.} = f(\alpha)$

Тут на невеликій середній дільниці (при  $\alpha \leq 0$ ,  $\alpha \in \left(0, \frac{\pi}{2}\right)$ )  $U_{p.m.}$

має найбільше значення. Це забезпечує високу точність водіння автомобілів на прямолінійних дільницях шляху і полегшує управління ними, оскільки; як показують статистичні дані, основну частину поворотів складають повороти з малими відхиленнями рульового колеса від нейтрального положення.

Нарівні із зменшенням витрат зусилля, рульові управління з такими рульовими механізмами знижують удари, що передаються від дороги на рульове колесо і є для водіїв більш зручним.

Надалі, коли  $\alpha > \frac{\pi}{2}$ ,  $U_{p.m.}$  різко падає і на периферійних дільницях залишається майже постійним. На цих дільницях при невеликих відхиленнях рульового колеса вдається отримати значні кути повороту керованих коліс, що поліпшує умови маневрування.

Рульові механізми із змінним числом  $U_{p.m.}$  конструктивно не складніше, ніж рульові механізми, у яких  $U_{p.m.} = \text{const}$ , але менш технологічні і тому більше коштують. Для автомобілів, забезпечених підсилювачами, не висувається особливих вимог відносно характеру зміни  $U_{p.m.}$ . Рульовий механізм в таких автомобілях служить, в основному, лише для включення золотникової системи підсилювача в роботу і для забезпечення кінематичної і силової стежачої дії цієї системи. Однак передавальне число і тут повинне бути все таки досить великим, щоб при виході з ладу підсилювача водій міг би керувати автомобілем без зайвого

перенапруження.

Сумарний зазор в рульовому управлінні складають зазори в рульовому механізмі і рульовому приводі, він визначається по куту вільного повороту рульового колеса при нейтральному положенні керованих коліс. Припустимий зазор встановлюється заводом-виготівником і, в більшості випадків, для нових автомобілів не перевершує  $10...15^{\circ}$ . Підвищений сумарний зазор неприпустимий, оскільки він може привести до ризикання керованих коліс і погіршення стійкості рушення.

Зі зростанням кута повороту  $\alpha$  рульового колеса, зазор повинен збільшуватися, що необхідно для запобігання заїданню рульової пари після регулювання зачеплення при зносі, який в основному має місце в зоні, відповідній малим кутам повороту рульового колеса. Зазор в зачепленні рульової пари повинен визначатися при відсутності осьового зазору рульового колеса.

Оптимальна характеристика зазору  $\Delta S$  в зачепленні рульової пари показана на рис. 5.2.

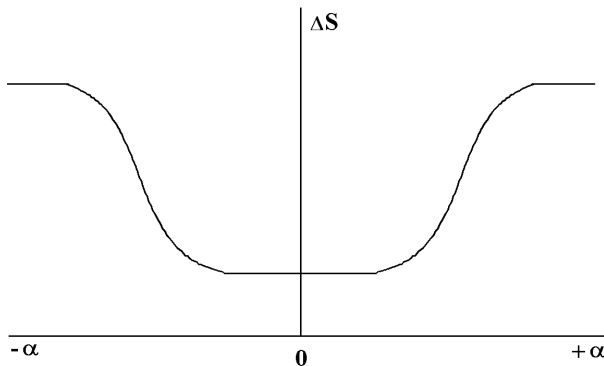


Рисунок 5.2 – Характеристика зазору в рульовому механізмі

Рульові механізми конструюються таким чином, щоб вони мали максимальне значення прямого ККД  $\eta_{np}$  при передачі зусилля від рульового колеса до рульової сошки і трохи менший зворотний ККД  $\eta_{зв}$ .

Зворотний ККД характеризує міру оборотності рульового механізму. При дуже малому значенні зворотного ККД, поштовхи і удари, що сприймаються ходовою частиною автомобіля, не доходять до рульового колеса, оскільки гасяться силами тертя в рульовому механізмі. Ця властивість є цінною. Але проте, нею важко скористатися повністю через те,

що при низькому зворотному ККД утрудняється самоповернення рульового колеса в початкове положення під дією стабілізуючого моменту. Тому, з метою забезпечення самоповернення рульового колеса і певного обмеження зворотних ударів на нього з боку дороги рульові механізми виконуються на межі оборотності.

Для більш детального ознайомлення з питанням рекомендується вивчити літературу /7, 16, 18/.

## 5.2 Послідовність виконання роботи

1. Визначити передавальне число рульового механізму  $U_{р.м.}$ , встановивши характер його зміни від кута повороту рульового колеса  $\alpha$ , тобто  $U_{р.м.} = f(\alpha)$ . Для цього необхідно встановити покажчик 8 (рис. 5.3) на нуль, шкали 7 рульового колеса 6 і зафіксувати свідчення покажчика 16 на шкалі 15 сошки 13.

Потім, послідовно повертаючи рульове колесо спочатку праворуч (а потім ліворуч) до упору, необхідно через кожні  $40^\circ$  повороту рульового колеса фіксувати різниці свідчень покажчика 16 на шкалі 15 сошки. Дослід виконати три рази і результати вимірювань занести в табл. 5.1. У кожному сорокаградусному інтервалі  $d\alpha$  кута повороту рульового колеса визначити передавальне число  $U_{р.м.}$  рульового механізму по рівнянню (5.1).

Для побудови залежності  $U_{р.м.} = f(\alpha)$  необхідно кожне значення  $U_{р.м.}$  відкласти по середині сорокаградусного інтервалу  $d\alpha$ .



Якщо залежність  $U_{р.м.} = f(\alpha) - \text{const}$ , то передатне число рульового механізму  $U_{р.м.}$  буде визначатися рівнянням (5.2).

Таблиця 5.1 - Значення кутів повороту рульового колеса  $d\alpha$  и рульової сошки  $d\beta$

$d\alpha$ , град (обертання праворуч)	0°	40°	80°	120°	160°	200°	і т.д.
$d\beta$ , град							
$d\beta_{ср}$ , град							
$U_{р.м.}$							
$d\alpha$ , град (обертання ліворуч)	0°	40°	80°	120°	160°	200°	и т.д.
$d\beta$ , град							
$d\beta_{ср}$ , град							
$U_{р.м.}$							

2. Визначити зазор  $\Delta S$  у рульовому механізмі 5, установивши характер його зміни від кута повороту рульового колеса 6. Для цього необхідно установити покажчик 8 на нуль шкали 7 рульового колеса 6 і поворотом останнього спочатку ліворуч, а потім праворуч визначити зазор  $\Delta S$  у рульовому механізмі. Потім у такий же спосіб визначити зазор  $\Delta S$  у рульовому механізмі 5 через кожні  $40^0$  при поворотах рульового колеса 6 спочатку праворуч, а потім ліворуч. Дослід виконати три рази і результати вимірів занести в табл. 5.2. За даними табл. 5.2 необхідно побудувати залежність  $\Delta S = f(\alpha)$ .

3. Визначити прямий ККД  $\eta_{np}$  рульового механізму. Для цього необхідно на підставку троса сошки покласти вантажі рульової сошки 19 масою  $m_{pc} \approx 30$  кг, а потім на підставку троса рульового колеса 11 необхідно класти вантажі рульового колеса 12 масою  $m_{pk}$  до моменту повернення рульового колеса. Тоді величина  $\eta_{np}$  рульового механізму 5 буде визначатися рівнянням

Таблиця 5.2 - Значення зазорів  $\Delta S$  в рульовому механізмі

$d\alpha$ , град (обертання праворуч)	0°	40°	80°	120°	160°	200°	и т.д.
$\Delta S$ , град							
$\Delta S_{cp}$ , град							
$d\alpha$ , град (обертання ліворуч)	0°	40°	80°	120°	160°	200°	и т.д.
$\Delta S$ , град							
$\Delta S_{cp}$ , град							

$$\eta_{np} = \frac{N_{pc}}{N_{pk}} = \frac{M_{pc} d\beta/dt}{M_{pk} d\alpha/dt} = \frac{M_{pc}}{M_{pk} U_{pm}} = \frac{m_{pc} g d / 2}{m_{pk} g d / 2 U_{pm}} = \frac{m_{pc}}{m_{pk} U_{pm}}, \quad (5.3)$$

де  $N_{pk}, N_{pc}$  и  $M_{pk}, M_{pc}$  – потужності і моменти, що крутять відповідно рульового колеса и вала сошки;  $m_{pk}$  і  $m_{pc}$  – маса вантажів рульового колеса и маса вантажів сошки;

$d$  – діаметр шківів 9 и 14 (рівні);

$g$  – прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ .

4. Визначити зворотний ККД  $\eta_{36}$  рульового механізму. Для цього



необхідно на підставку троса рульового колеса 11 покласти вантажі рульового колеса масою  $m_{pc} \approx 1\text{кг}$ , а потім на підставку троса рульової сошки 19 класти вантажі сошки такою масою  $m_{pc}$ , щоб наступив момент її провертання. Тоді величина  $\eta_{зв}$  рульового механізму 5 буде визначатися рівнянням

$$\eta_{зв} = \frac{N_{рк}}{N_{рс}} = \frac{M_{рк} d\alpha/dt}{M_{рс} d\beta/dt} = \frac{M_{рк} U_{рм}}{M_{рс}} = \frac{m_{рк} g d / 2 U_{рм}}{m_{рс} g d / 2} = \frac{m_{рк} U_{рм}}{m_{рс}}. \quad (5.4)$$

5. Зробити висновок про результати виконаних досліджень у зіставленні з даними джерел /7,16, 18 /.

### Контрольні питання

1 Для яких цілей застосовуються рульові механізми з перемінним передаточним числом?

2 З якої причини необхідно безззорне зачеплення в рульовому механізмі в середнім положенні, коли автомобіль рухається прямолінійно?

3 Які вимоги пред'являються до рульового механізму у відношенні його к.к.д.?

4 Як розуміти, що рульові механізми виготовляються на межі оборотності?

5 Як відрегулювати кермовий механізм типу «глобоїдальний черв'як – ролик»?

6 Як виготовляють глобоїдальний черв'як?

7 Який конструктивний захід передбачений у рульовому механізмі типу «глобоїдальний черв'як – ролик» для забезпечення перемінного зазору у зачепленні?

8 Які матеріали застосовують для виготовлення глобоїдального черв'яка і ролика?

9 З яких міркувань вибирають кількість роликів, що є зубами фіктивного колеса?

10 Скільки зубів має фіктивне черв'ячне колесо досліджуваного рульового механізму, якщо глобоїдальний черв'як має один захід гвинтової лінії?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Короткий автомобільний довідник. - 10- е вид., перераб. і доп. - М.: Транспорт, 1983. - 220 з., мал., табл. (Держ. наук.-дослід., ін-т автомоб. транспорту).
2. Гольд Б.В. Конструювання і розрахунок автомобіля. - М.: Машдвид, 1962, - 463 з.
3. ДСТ 2.770-68. Позначення умовні графічні в схемах. Елементи кінематики. Введ. 01.01.68.
4. ДСТ 2.703-68. Правила виконання кінематичних схем. Введ. 01.01.68.
5. Артоболевський І.І. Теорія механізмів. - М.: Наука, 1965. -776 з,
6. Проектування трансмісій автомобілів: Довідник /За заг. ред. А.І.Гришкевича,- М.:Машинобудування, 1984. - 272 с.
7. Лукин П. П., Гаспорянц Г.А., Родіонов В.Ф. Конструювання і розрахунок автомобіля. - М.: Машинобудування, 1984. - 376 с.
8. Кожевников С.Н., Перфільєв П.Д. Карданні передачі. - Київ: Техніка, 1978. - 264 с.
9. ДСТ 14023-68. Карданні передачі автомобільні. Методи іспиту. Введ. 01.01.68.
10. ОСТ 37.001.053-74. Вали карданні. Технічні вимоги до установки. Норми дисбалансу. Введ. 01.01.74.
11. ОСТ 37.001.068-76. Шарніри карданні нерівних кутових швидкостей. Основні розміри і технічні вимоги. Введ. 01.01.76.
12. ОСТ 37.001.40-85. Передачі карданні автомобілів. Загальні технічні вимоги. Введ. 01.01.85.
13. ВІН 025.315-68. Автомобілі високої прохідності. Шарніри постійної кутової швидкості. Типи й основні розміри. Введ. 01.01.68;
14. ДСТ 18667-73. Автомобілі. Основні агрегати і механізми. Терміни і визначення. Введ. 01.ВІД.73.
15. Оsepчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобіль: Аналіз конструкцій, елементи розрахунку: Підручн. Для студ. вузів за фахом «Автомобілі й автомобільне господарство». – М.: Машинобудування, 1989. – 304 с.
16. Автомобілі : Кострукція, конструювання і розрахунок. Системи керування і ходова частина: Навч. посібник для вузів / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко й ін.; За ред. А.И. Гришкевича. – Мінськ: Виша. шк., 1987. – 200с.
17. Бухарін Н.А., Прозоров В.С., Щукін М.М. Автомобілі. Конструкція, навантажувальні режими, робочі процеси, міцність агрегатів автомобіля. – Л.: Машинобудування 1973 рік. – 504 с.

Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу “Автотранспортні засоби. Робочі процеси та основи розрахунку”. Для студентів спеціальності 7.090258 “Автомобілі і автомобільне господарство”

Укладачі:

Остапенко Анатолій Васильович  
Приходченко Дмитро Юрійович  
Поволоцький Андрій Михайлович

Підписано до друку  
Умов. друк. арк.  
Замовлення №

Тираж 150 прим.  
Формат 70\*90/16

АДІ ДонНТУ  
84646 м. Горлівка, вул. Кірова 51