

ОБЛАДНАННЯ ТА ІНСТРУМЕНТИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК628.91

І.І. БРОЩАК

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КАРДАННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

© Брощак І.І., 2007

Наведено опис конструкції розробленої карданно-запобіжної муфти та виведено аналітичні залежності основних конструкторських та технологічних характеристик. Наведено результати аналітичних та експериментальних досліджень. Запропоновано рекомендації для проектування і подальшого дослідження аналогічних пристроїв.

The description of a design developed kardan-safety clutch, and the deduced analytical dependences of the basic technical characteristics are given. There are the analytical and experimental researches results and offered the recommendations for designing and for further research of the similar devices.

Постановка проблеми. Запобіжні пристрої, які також відомі як муфти, використовуються в приводах більшості механізмів і машин і мають істотний вплив на експлуатаційні характеристики обладнання. Поряд з передачею обертового руху муфти виконують функції захисту від перевантаження, компенсації зміщень з'єднаних елементів приводу, амортизацію поштовхів, ударних навантажень та вібрацій.

Аналіз останніх досліджень. Результати досліджень муфт з елементами карданних валів викладені у [1, 2]. Але кожна нова конструкція муфти в міру своїх конструктивних особливостей потребує серії експериментальних досліджень для встановлення своєї функціональної здатності у певних умовах експлуатації.

Постановка проблеми. Метою наших досліджень було встановити функціональну здатність розробленої конструкції муфти (рис. 1) в умовах зміни навантаження, конструктивних і силових параметрів, умов експлуатації, а також визначити діапазон раціональних значень навантаження обертовим моментом, за якого муфта стабільно функціонує.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсощадні технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2003–2007 роки.

Виклад основного матеріалу. Як відомо, для одержання повнофункціонального пристрою після його проектування і виготовлення для одержання його кінцевих конструктивних і технологічних характеристик потрібно провести як аналітичні, так і експериментальні дослідження.

Встановлено [3], що навантаження крутним моментом на пару контакт конічний ролик-опорне ребро можна розрахувати за формулою

$$T = \frac{C \left[\Delta'_o + \frac{\varphi}{180^\circ} \cdot \frac{\pi \cdot r_6}{\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + r_6 - h_6}\right)} \right] \cdot \frac{D_1 + D_2}{4d}}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{r_p}{r_p + (r_6 - h_6)}\right) - \rho\right) - \frac{D_1 + D_2}{4d} \cdot f} \quad (1)$$

Проте у цій залежності не враховано те, що за кутового чи радіального зміщення валів у муфті відбувається зміна значення початкового розміщення кульок карданного вала, що може мати вплив на зміну величини крутного моменту, що передається муфтою. Визначальною величиною цього переміщення є конструктивні параметри пристрою, які також регламентують значення кута зміщення α' .

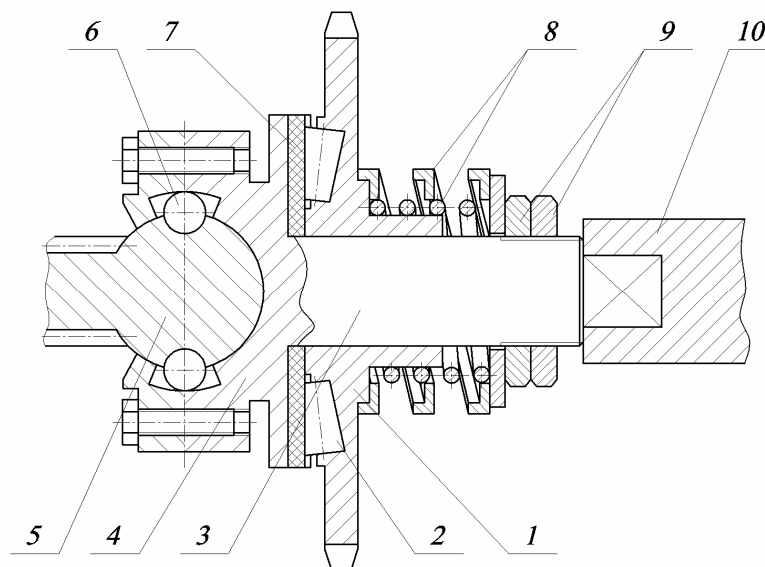


Рис. 1. Запобіжна карданна муфта: 1 – півмуфта із зіркою; 2 – ролик; 3 – вал; 4 – півмуфта; 5 – карданний вал; 6 – кулька; 7 – пружна шайба; 8 – комбінований пружний елемент; 9 – підтискна гайка; 10 – вал

Розглянемо ці переміщення на прикладі схеми, показаної на рис. 2, а.

За радіального чи кутового зміщення кулька карданного вала повинна переміщуватися з положення 1 в положення 3, але в реальних умовах відбувається переміщення в положення 2, що пояснюється конструкцією півмуфти. Кут між центрами кульок в умовному положенні 3 і реальному 2 дорівнює куту кутової неспіввідності α' . Переміщення кульки внаслідок неспіввідності носить змінний характер. Для визначення дійсного значення поточної деформації пружини розглянемо трикутник ABO (рис. 2), згідно з яким

$$OA = \frac{BO}{\cos \alpha'} \quad (2)$$

Оскільки величина BO відома, то

$$OA = \frac{R_o}{\cos \alpha'} \quad (3)$$

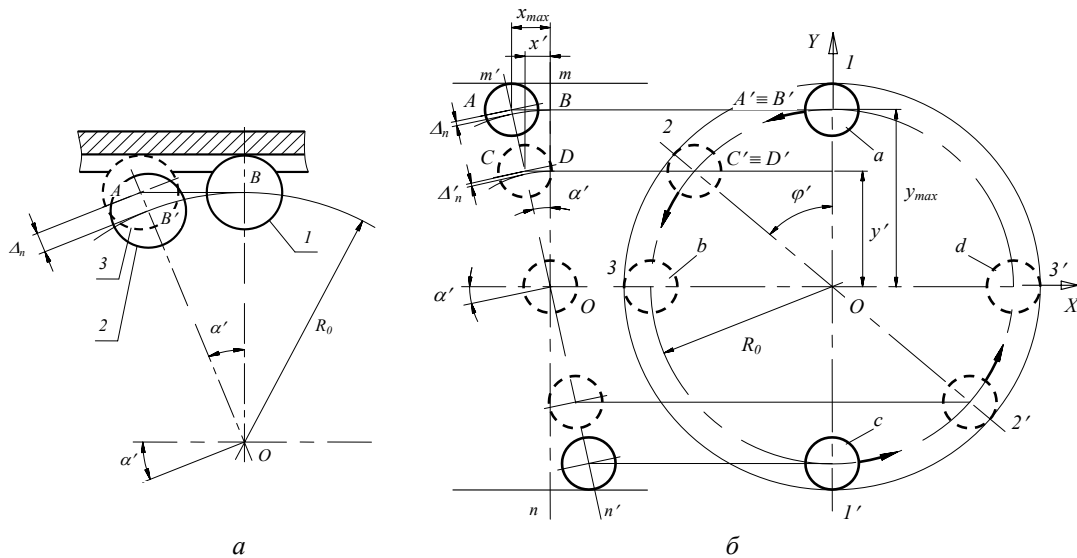


Рис. 2. Розрахункова схема карданно-запобіжної муфти:

а – схема переміщення кульок карданного вала за кутової і радіальної неспіввісності валів;
 б – схема для встановлення зміни величини зміщення кульок карданного вала від кута зміщення валів

Згідно зі схемою $BO = B'O = R_0$. Відповідно величина Δ_n :

$$\Delta_n = R_0 \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right). \tag{4}$$

Проте величина Δ_n під час обертового руху муфти в умовах перевантаження буде змінюватись. Це зміщення розглянемо на прикладі розрахункової схеми (рис. 2, б).

Величина Δ_n , попередньо розглянута на прикладі схеми, показаної на рис. 2, характеризує максимальне зміщення кульки на деяку величину x_{max} від траєкторії $m-n$, по якій кульки рухаються за відсутності кутових зміщень валів. Розглянемо рух кульки, починаючи з деякого положення 1, яке відповідає максимальному зміщенню x_{max} . Під час подальшого провертання муфти кулька переходить у положення 2, що супроводжується зміною величини зміщення кульки від траєкторії $m-n$ на величину x' , а також відповідною зміною величини поточної деформації пружини Δ'_n .

Згідно з розрахунковою схемою встановимо залежність зміни Δ'_n від кута провертання муфти φ' і кута зміщення валів α' :

$$OD = y' = R_0 \cos \varphi', \tag{5}$$

відповідно

$$OC = \frac{R_0 \cos \varphi'}{\cos \alpha'}. \tag{6}$$

Величина можливого зміщення кульок дорівнює

$$\Delta'_n = R_0 \cos \varphi' \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right). \tag{7}$$

Діапазон переміщення кульки з положення 1 (рис. 3) в положення 2 характеризується зменшенням величини Δ'_n , яка впливає на радіус розміщення кульок (плече дії сили), яке триває до положення 3, в якому $\Delta'_n = 0$. У той самий час діагонально протилежно розміщена кулька здійснює аналогічне переміщення з положення 1' у положення 3', в якому також $\Delta'_n = 0$. А за руху кульок з положення 3 до 1' і відповідно з 3' до 1 відбувається зворотний процес, а саме – поступове збільшення

Δ'_n до максимального значення. Кожен з періодів дорівнює $\pi/2$ і повторюється двічі за повний оберт муфти. Циклічність зміни величини поточної деформації пружини може мати вплив на значення величини обертового моменту, що передає муфта, тому потрібно дослідити цей процес.

Розглянемо зміну сили тиску пружини з урахуванням величини поточної деформації пружини Δ'_n . Відповідно залежність для визначення жорсткості пружини з врахуванням циклічності зміни величини Δ'_n можна подати у такому вигляді:

$$P_{np} = C \left[\Delta'_o - \left| R_0 \cos \varphi' \left(\frac{1}{\cos \alpha'} - 1 \right) \right| \right], \quad (8)$$

де C – жорсткість підтискного пружного елемента.

Кут α між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею циліндричного виступу дорівнює [3]

$$\alpha = \arccos \left(\frac{r_p}{r_p + (r_e - h_e)} \right), \quad (9)$$

де r_p – радіус ролика; r_e – радіус опорного ребра; h_e – висота опорного ребра.

Відповідно формула для визначення впливу зміни розміщення кульок карданного вала на крутний момент має такий вигляд:

$$T = \frac{zC \cdot \cos \alpha' \cdot [\Delta'_o - |R_0 \cos \varphi' (\sec \alpha' - 1)|] [R_0 (1 + \cos \varphi' (\sec \alpha' - 1)) + r_k - h_n]}{\operatorname{tg} \left[\arccos \left(\frac{r_p}{r_p + (r_e - h_e)} \right) \right]}, \quad (10)$$

де z – кількість кульок карданного вала півмуфти.

Під час дослідження залежності крутного моменту від висоти опорного ребра і його радіуса можна зробити висновок, що зі збільшенням висоти опорного ребра за незмінних значень його радіуса і радіуса ролика, величина крутного моменту зростає (рис. 3, а)

Так, за незмінних величин радіуса опорного ребра 5 мм і радіуса ролика 6 мм зі збільшенням висоти опорного ребра від 0 до 4 мм величина крутного моменту зростає відповідно від 423,06 до 1082 Нм. Також під час дослідження залежності крутного моменту від величини радіуса опорного ребра за незмінних величин його висоти і радіуса ролика можна стверджувати, що зі збільшенням радіуса опорного ребра крутний момент зменшується. За незмінних величин висоти опорного ребра 2 мм і радіуса ролика 4 мм величина крутного моменту змінюється відповідно від 866,77 Нм – при радіусі опорного ребра 3 мм до 322,53 Нм – при радіусі 7 мм.

Досліджуючи залежність крутного моменту від величини радіусів ролика та кульки за незмінних висоти і радіуса опорного ребра, приходимо до висновку, що зі збільшенням радіуса ролика крутний момент зазнає збільшення і за збільшення радіуса кульки величина крутного моменту, який може передати муфта, збільшується на порівняно невелику величину (рис. 3, б).

Як бачимо з графіка (рис. 3, б), за незмінних величин висоти (2 мм) і радіуса (3 мм) опорного ребра величина крутного моменту зі збільшенням радіуса ролика зазнає збільшення. Так, за радіуса ролика 4 мм крутний момент становить 866,77 Нм, а за 8 мм – відповідно 1261 Нм. За збільшення радіуса кульки від 4 до 8 мм величина крутного моменту зростає від 1247 до 1266 Нм.

За збільшення жорсткості пружини відповідно збільшується крутний момент, тобто за збільшення жорсткості пружини від 5000 до 25000 Нм величина крутного моменту муфти зростає від 1257 до 6283 Нм відповідно.

Проведення випробувань здійснювались поетапно за умовами роботи, максимально наближеними до реальних умов експлуатації, а саме:

– оптимальні умови роботи (наявність мастильного матеріалу в зоні контакту, відсутність вологи, пилу);

- запилення середовища випробовуваного взірця та імітація середовища з підвищеною вологістю);
- несприятливі умови роботи (відсутність змащування, почергова дія пилу і вологи).

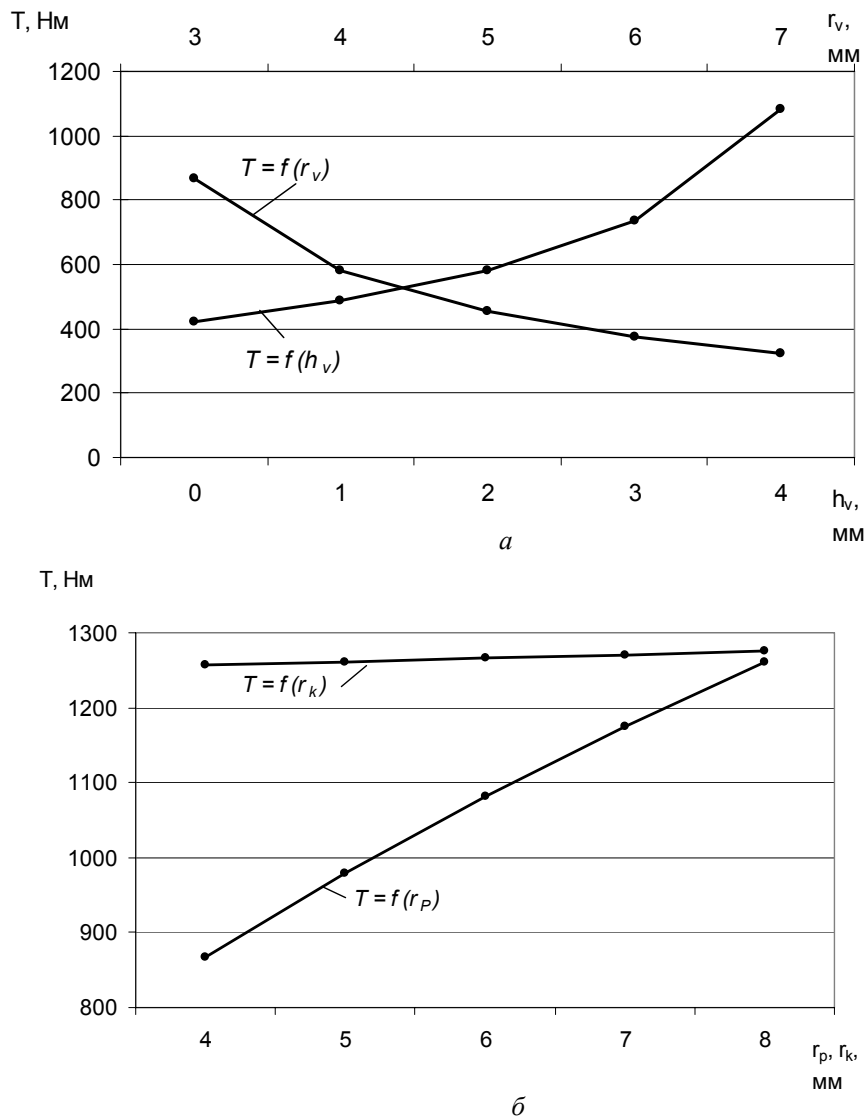


Рис. 3. Результати аналітичних досліджень карданно-запобіжної муфти:
 а – залежність крутного моменту (T) від висоти опорного ребра (h_v) і його радіуса (r_v);
 б – залежність крутного моменту (T) від величини радіусів ролика (r_p) та кульки (r_k)

Під час проведення експериментальних досліджень конструктивно-силові параметри експериментальних зразків знаходились в такому діапазоні змінних значень: $R_o = 0,04$ м; $r_p = 0,006...0,009$ м; $h_g = 0,002...0,005$ м; $z = 2, 4$; $C = 6000...12000$ Н/м. Варіації неспіввідносі для усіх серій досліджень знаходились в таких діапазонах: $\Delta_o = (0,01...0,03)$ м; $\Delta_r = (0,005...0,035)$ м; $\Delta_\alpha = (15...35)^\circ$.

Модель карданно-запобіжної муфти виготовлена з врахуванням прив'язочних розмірів стендового обладнання (діаметри посадочних валів $d_g = 35$ мм). Габаритні розміри муфти такі: довжина – 150 мм; зовнішній діаметр – 100 мм. Матеріал обойми і півмуфт – сталь марки 25ХГТ (термообробка внутрішньої поверхні обойми: нітроцементация з подальшим гартуванням в оливі ($t = 840 - 860$ °С) і відпуском ($t = 180 - 200$ °С)), твердість внутрішньої поверхні обойми

58...60 HRC. Як тіло кочення використовувались стандартні підшипникові ролики (матеріал ШХ15) з такими параметрами: $r_p = 6, 7, 8, 9$ мм.

Під час статичного дослідження методом тарування були отримані дані для побудови характеристики муфти $T = f(\varphi)$. Відповідно на рис. 4, а показано графічну характеристику муфти за даними, отриманими методом обчислення теоретичної залежності і за експериментальними даними.

Порівняльний аналіз підтверджує чітко виражену нелінійну характеристику муфти, що вказує на достовірність даних, отриманих теоретичним шляхом. Розбіжність в зміні навантаження знаходиться в межах $\Delta = 11,2...12,7$ %. Різниця між даними, отриманими експериментальним і теоретичним шляхом, пояснюється деякою відмінністю між дійсними і теоретичними жорсткостями пружних елементів комбінованої підтискної пружини.

Оскільки на величину крутного моменту, що передає муфта, мають вплив радіус роликів r_p і висота виступів h_g пружної шайби, то за результатами, отриманими розрахунком теоретичних залежностей, і за експериментальними значеннями побудовано порівняльні залежності зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту (рис. 4, б).

У цій серії експериментів навантаження фіксувалося за моментом спрацювання муфти в режимі перевантаження. Кількість пар контакту становила $z = 4$. Отримані результати підтвердили дані теоретичних розрахунків, похибка знаходиться в межах 8,2...12,8 %. Експеримент підтвердив попередні теоретичні припущення про зменшення навантажувальної здатності муфти із збільшенням діаметра тіл кочення за стабільного значення жорсткості пружин і величини їх попереднього підтиску. Втрати навантажувальної здатності за постійної висоти ребер пружної шайби h_g і збільшення діаметра ролика з інтервалом 2 мм становили відповідно 41,1 % для $h_g = 0,004$ м; 40,8 % для $h_g = 0,003$ м; 35 % для $h_g = 0,002$ м.

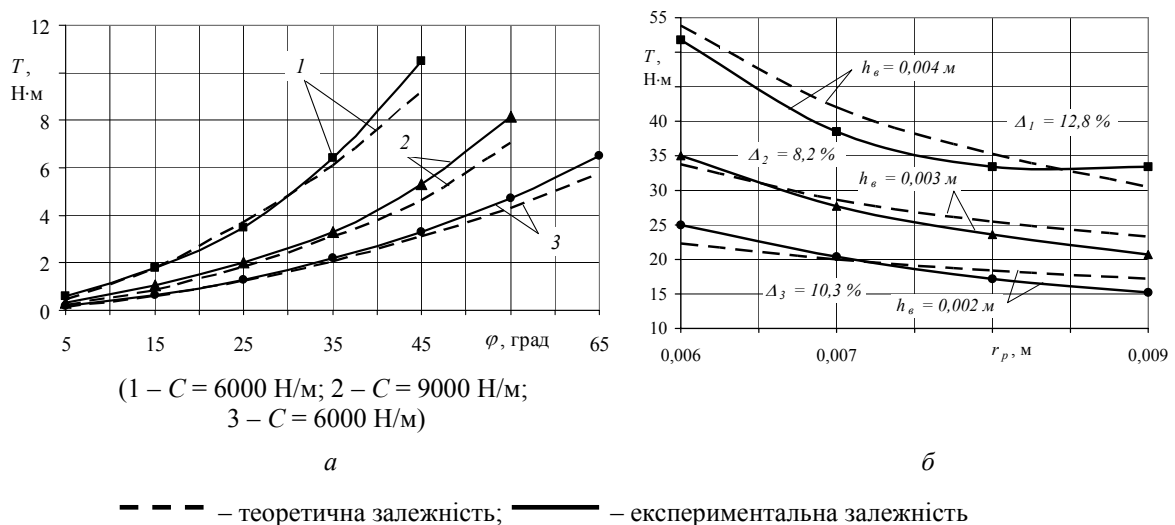


Рис. 4. Результати теоретичних і експериментальних досліджень карданно-запобіжної муфти: а – характеристика $T = f(\varphi)$ залежно від жорсткості C підтискних елементів; б – залежність зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту ролик-ребро шайби

Аналізуючи та зіставляючи результати експериментальних досліджень, встановлено, що для забезпечення оптимальної навантажувальної здатності муфти співвідношення між радіусом ролика і висотою опорного ребра пружної шайби повинно становити $h_g/r_p = 0,6...0,9$.

Під час динамічних випробувань також встановлено, що за комбінаційного діапазону кутових та радіальних зміщень дослідна модель зберігає функціональну здатність за $\Delta_\alpha = 26^\circ$; $\Delta_r = 12$ мм. За окремих видів зміщень їх значення можуть сягати відповідно 30° і 16 мм.

Висновки:

1. Виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів карданно-запобіжних муфт, які можуть мати практичне застосування під час проектування аналогічних пристроїв. Рациональний діапазон кутових та радіальних зміщень для досліджуваної конструкції муфти становить $\Delta_\alpha = 0 \dots 30^\circ$; $\Delta_r = 0 \dots 16$ мм;

2. Збільшення діаметра ролика на 2 мм за постійної висоти опорного ребра спричиняє втрату навантажувальної здатності до 41,1%.

3. Співвідношення між висотою h_e опорного ребра пружної шайби і радіусом ролика r_p повинно бути в межах $h_e/r_p = 0,6 \dots 0,9$.

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – М.: Машиностроение, 1966. – 798 с. 2. Малащенко В.О. Муфти приводів. – Львів: Вид-во НУ “Львівська політехніка”, 2006. – 195 с. 3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.

УДК 621.83:658:652

П.М. ГАЩУК, Р.А. ПЕЛЬО

Національний університет “Львівська політехніка”

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПРОГРАМИ ПЕРЕМИКАНЬ СТУПЕНІВ В МЕХАНІЧНІЙ ТРАНСМІСІЇ ПІД ЧАС РЕАЛІЗАЦІЇ ЗАДАНОЇ ПРОГРАМИ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

© Гащук П.М., Пельо Р.А., 2007

Розглянуто питання впливу вибору моментів перемикання передач в механічній трансмісії автомобіля на його енергоощадні властивості за заданої програми руху. Аналізом суміщення характеристик двигуна і трансмісії обґрунтовано оптимальну програму перемикань в трансмісії у заданих умовах експлуатації.

The article deals with a problem of the influence of the moments of gear switching choice in automobile transmission on its fuel and economical properties under certain movement programme. The analysis of engine performances and transmission has enabled to determine the optimum program of changeovers in a transmission in the given operation conditions.

Вступ. В теорії автоматичного керування трансмісією закони перемикання передач переважно задають на тяговій характеристиці автомобіля, яку синтезують суміщенням характеристик двигуна й трансмісії [1]. У цій характеристиці власне і міститься вся інформація, необхідна для однозначного визначення пріоритетів різних передач: величини, що фігурують в критерії оптимальності, задають у формі ізоліній за різних сталих положень органа керування надсиланням у двигун пального. При цьому завжди керуються тим, що динамічність та паливна оощадність — це властивості автомобіля, яких повною мірою за допомогою одних і тих самих законів керування трансмісією в жодному разі домогтися не вдається.

Отож, вважають за необхідне радикально розрізнити поняття „динамічних” й „енергоощадних” оптимальних законів перемикання передач (ступенів) трансмісії. Усі інші різновиди законів автоматичного керування трансмісією — це, мабуть, компроміс між цими основними законами. Таке переконання справді має підстави, якщо у разі перемикання передач не передбачено зміни режиму роботи двигуна (зміни положення органа керування двигуном).

Насправді ж, виявляється, оптимальними є закони перемикання ступенів у механічній трансмісії автомобіля, які забезпечують однаковість перед і після перемикання: швидкості руху