

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОГО ЗЧІПНИКА АВТОМОБІЛЯ

Методичні вказівки

**до виконання контрольної роботи з курсу «Автомобілі»
для студентів напрямку підготовки
6.070106 «Автомобільний транспорт»**

Львів — 2010

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЙНОГО ЗЧІПНИКА АВТОМОБІЛЯ

Методичні вказівки

**до виконання контрольної роботи з курсу «Автомобілі»
для студентів напряму підготовки
6.070106 «Автомобільний транспорт»**

Львів — 2010

Дослідження навантаженості трансмісійного зчпника автомобіля:
Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з курсу «Автомобілі»
для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт» / Укл.:
П. М. Гащук, І. Р. Вайда, І. В. Осьмак. — Львів: Видавництво Національного
університету “Львівська політехніка”, 2010. — 16 с.

Укладачі:

Гащук П. М., д-р техн. наук, проф.,
Вайда І. Р., ст. викл.,
Осьмак І. В. ст. викл.

Відповідальний за випуск

Глобчак М. В., канд. техн. наук, доц.

Рецензенти:

Глобчак М. В., канд. техн. наук, доц.,
Немий С. В., канд. техн. наук, доц.

ВСТУП

Мета контрольної роботи: засвідчити вміння самостійно застосовувати отримані при вивченні курсу «Автомобілі» знання для розв’язання конкретної задачі — дослідження навантаженості трансмісійного зчпника*.

Щоб належно якісно виконати контрольну роботу, студент зобов’язаний розуміти покладені на зчпник функції, знати принцип роботи й конструкцію зчпника, вміти вирізняти й аналізувати чинники, що позначаються на його довговічності й надійності, мати навички підбору основних геометричних параметрів (перш за все — діаметрів) зчпника.

У ході виконання контрольної роботи студенту необхідно дослідити експлуатаційну ефективність зчпника автомобіля на основі результатів визначення роботи буксування, питомої роботи буксування, часу буксування, потужності тертя й температури нагрівання привідного диску за різних умов експлуатації.

1 — СТИСЛІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

Найпоширенішою в наш час залишається класична механічна трансмісія автомобіля, що поєднує в собі звичний фрикційний зчпник та звичну ступеневу скриньку передач. В цій трансмісії фрикційний зчпник дозволяє надійно пересилати обертовий момент від двигуна у трансмісію і навпаки, але і контрольовано проковзувати у разі плавного рушення автомобіля з місця чи короткочасно цілком від’єднувати трансмісію від двигуна у разі перемикання передач. Окрім того, він самовільно уберігає трансмісію й двигун від перевантажень при надмірно різких змінах режимів руху машини.

* В методичних вказівках замість традиційного «зчеплення» вжито термін «зчпник», який є, без сумніву, природнішим для української мови. Згадаймо принцип побудови термінів за ланцюжком «дія — подія — вислід (засіб)». Отож в даному разі: зчплювання — дія, зчеплення — подія, зчпник — засіб виконання дії.

Надійність фрикційного зчпника в значній мірі закладають вже на стадії добору його основних розмірів. При цьому бажання зменшити масу й габарити цього пристрою не вважають визначальним. Поряд з властивостями матеріалів, з яких є сенс виготовляти фрикційні пари, на особливу увагу при проектуванні фрикційного зчпника заслуговують завбачувані динамічне й теплове навантаження на пари тертя. Навантаженість фрикційного зчпника зумовлюють: потенції двигуна (відбиті у його швидкісній характеристиці); опір довкілля рухові машини, який позначається на роботі елементів зчпника як наслідок взаємодії колісного чи гусеничного рушія з опорною поверхнею (долівкою); силові чинники в трансмісії, зумовлені дією причіпного чи/та навісного обладнання; задаваний водієм-оператором темп вмикання-вмикання фрикційних пар при рушанні машини з місця чи при перемиканні передач. Залежно від темпу вмикання-вмикання зчпника динамічні, фрикційні й теплові процеси, звісно, перебігають в часі суттєво по-різному.

В інженерній практиці для оцінки напруженості роботи фрикційного зчпника керуються розрахунковим моментом тертя ковзання M_{τ} , який відповідно до ГОСТ 1786-80* визначають експериментально як результат 50 вмикань фрикційного зчпника за температури 50 °С. Той самий ГОСТ 1786-80* запроваджує ще один вимірник напруженості сумісної роботи фрикційного зчпника й двигуна — коефіцієнт β запасу зчпного обертового моменту

$$\beta = \frac{M_{\tau}}{M_{em}}, \quad (1)$$

де M_{em} — максимальний ефективний обертовий момент двигуна.

Отож, у традиційних методах розрахунку всі особливості динамічного навантаження зчпника обліковують через так званий коефіцієнт β запасу обертового моменту та роботу тертя W_{τ} . Значення коефіцієнта запасу β фрикційного зчпника призначають виходячи з двох суперечливих вимог: забезпечення надійності пересилання зчпником обертового моменту від двигуна до трансмісії (у разі розгону чи усталеного руху машини) і навпаки (у разі гальмування двигуном) та запобігання перевантаженню трансмісії при різкій зміні режиму роботи машини.

До узагальнених, комплексних показників навантаженості зчїпника зараховують питому роботу w_τ буксування й потужність P_τ тертя у фрикційному зчїпнику, а також величину зростання температури привідного диску при рушанні автомобіля з місця — Δt .

В загальному вигляді роботу буксування зчїпника W_τ визначають за формулою

$$W_\tau = \int_0^{t_b} M(\omega_e - \omega_n) dt, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де t — час, с; M — момент тертя у зчїпнику, Н м; ω_e — кутова швидкість вала двигуна і привідного диску, с^{-1} ; ω_n — кутова швидкість веденого диску, с^{-1} ; t_b — час буксування, с.

Щоби визначити конкретне значення величини W_τ за формулою (2), необхідно було б оперувати конкретними процесами $M = M(t)$, $\omega_e = \omega_e(t)$ і $\omega_n = \omega_n(t)$, реальний перебіг яких залежить від умов експлуатації, типу й параметрів автомобіля, проявів пов'язаних з водієм суб'єктивних чинників, а отже є вельми погано окреслений. Проте в дійсності, покладаючись на аналіз осцилограм, отриманих при випробуванні транспортних засобів, розрізняють лише чотири режими навантаження зчїпника при його вмиканні: нормальне вмикання (найпоширеніший режим), плавне вмикання, різке вмикання, вмикання у важких умовах (обставинах) експлуатації.

Типовим випадком плавного вмикання зчїпника (другий характерний, типовий режим навантаження) є ситуація, коли водій, очікуючи появи ось-ось дозвільного сигналу світлофора, вже ввімкнув передачу в скриньці передач і транспортний засіб починає рухатись-повзти за неповної реалізації натискного зусилля у зчїпнику.

Різне вмикання зчїпника (третій режим) супроводжується значним пришвидшенням транспортного засобу і застосовується рідко, приміром — для того, аби витягти на дорогу автомобіль, що загруз. Для збільшення рушійного обертового моменту в даному разі використовується ще й кінетична енергія двигуна, а для збільшення моменту тертя M в самому зчїпнику — кінетична енергія натискного диску.

Важкі умови експлуатації (четвертий характерний режим) дуже різноманітні. Один з випадків прояву важких умов (обставин) експлуатації — рушення транспортного засобу на підйомах, що близькі до максимальних.

В подальшому при розгляданні процесу буксування зчіпника керуватимемося такими двома припущеннями: 1) перед вмиканням зчіпника ведений вал є нерухомим ($\omega_n = 0$); 2) привідні і ведені частини зчіпникової системи є абсолютно жорсткими.

Коли йдеться про перший характерний режим навантаження (нормальне вмикання), робота буксування зчіпника автомобіля з бензиновим двигуном обчислюється за формулою

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{(2/3)M_{em} - M_{\phi}} \left[1,23 - \frac{M_{em} - (15/8)M_{\phi}}{3M_{em} - (9/2)M_{\phi}} \right], \text{ Дж}, \quad (3)$$

де J_n — момент інерції автомобіля, зведений до первинного валу скриньки передач, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\omega_{пч}$ — кутова швидкість на початку процесу буксування зчіпника, с^{-1} ; M_{ψ} — момент опору рухові автомобіля, зведений до первинного валу скриньки передач, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

У разі автомобіля з дизельним двигуном робота буксування зчіпника обчислюється за подібною формулою

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{(2/3)M_{em} - M_{\phi}} \left[0,72 - \frac{M_{em} - (15/8)M_{\phi}}{3M_{em} - (9/2)M_{\phi}} \right], \text{ Дж}. \quad (4)$$

Коли йдеться про другий характерний режим навантаження (плавне вмикання зчіпника), робота буксування обчислюється за формулою

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{(2/3)M_{em} - M_{\phi}} \left[0,66 - \frac{M_{em} - (15/8)M_{\phi}}{3M_{em} - (9/2)M_{\phi}} \right], \text{ Дж}. \quad (5)$$

Час t_b буксування у разі втілення першого чи другого характерних режимів вмикання зчіпника обчислюється за формулою

$$t_b = \frac{3J_n \omega_{пч}}{2M_{em} - 3M_{\phi}}, \text{ с}. \quad (6)$$

Коли йдеться про третій характерний режим навантаження (різке вмикання зчїпника) робота буксування обчислюється за формулою

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{2M_{em} - 3M_{\phi}} (1 - h_e), \text{ Дж}, \quad (7)$$

де h_e — коефіцієнт, який для транспортних засобів з бензиновими двигунами становить 0,6, а для автомобілів з дизельними двигунами — 0,2.

Час буксування у разі третього характерного режиму навантаження обчислюється за формулою

$$t_b = \frac{3J_n \omega_{пч}}{2M_{em} - 3M_{\phi}} (1 - h_e), \text{ с}. \quad (8)$$

Для четвертого характерного випадку (важкі умови експлуатації) робота буксування обчислюється за формулою

$$W_{\tau} = M_{em} \frac{J_n \omega_{пч}^2}{(2/3)M_{em} - M_{\phi}} (1 - h_a) \left(\frac{2}{3} - \frac{5}{12} h_a \right), \text{ Дж}, \quad (9)$$

де h_a — коефіцієнт, який для вантажних автомобілів становить 0,6, а для легкових автомобілів та автобусів — 0,4.

Час буксування для четвертого характерного випадку t_b обчислюють за формулою

$$t_b = \frac{3J_n \omega_{пч}}{2M_{em} - 3M_{\phi}} (1 - h_a), \text{ с}. \quad (10)$$

Момент інерції автомобіля (для всіх окреслених тут випадків) обчислюють за формулою

$$J_n = \frac{m_a r_k^2}{i_{кп}^2 i_0^2}, \text{ кг м}^2, \quad (11)$$

де m_a — повна маса транспортного засобу, кг; r_k — динамічний радіус кочення привідних коліс транспортного засобу, м; $i_{кп}$ — передатні числа скриньки передач; i_0 — передатне число головної передачі привідного моста транспортного засобу.

Момент опору руху автомобіля M_ψ (для всіх окреслених тут випадків) обчислюється за формулою

$$M_\psi = \frac{M_a g r_k \psi}{i_{кп} i_0}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (12)$$

де g — пришвидження вільного падіння в полі земного тяжіння (гравітаційна стала); ψ — коефіцієнт опору дороги.

При визначенні величини W_τ (для всіх характерних випадків) кутову швидкість початку буксування зчіпника $\omega_{пч}$ призначають у спосіб, винайдений фірмою “Фіхтель і Сакс”:

— для транспортних засобів з бензиновими двигунами

$$\omega_{пч} = \frac{\pi}{30} \left(\frac{n_M}{3} + 1500 \right), \text{ с}^{-1}, \quad (13)$$

де n_M — частота обертання вала двигуна при максимальному моменті, хв.⁻¹;

— для транспортних засобів з дизельними двигунами

$$\omega_{пч} = \frac{\pi}{30} \cdot 0,75 n_P, \text{ с}^{-1}, \quad (14)$$

де n_P — частота обертання вала двигуна при максимальній потужності, хв.⁻¹.

Питому роботу w_τ буксування зчіпника визначають за формулою

$$w_\tau = \frac{4W_\tau}{\pi Z (D^2 - d^2)}, \text{ Дж/см}^2, \quad (15)$$

де Z — кількість пар поверхонь тертя (для однодискового зчїпника $Z = 2$, для дводискового — $Z = 4$); D — зовнішній діаметр накладок, см; d — внутрішній діаметр фрикційних накладок, см.

Обчислена питома робота буксування зчїпника є визначальною у разі легкового автомобіля й автопоїзда на першій передачі, а у разі вантажного автомобіля й автобуса — на першій і другій передачах.

Температура нагрівання привідного (натискного) диску зчїпника обчислюється за формулою

$$\Delta t = \frac{\gamma w_{\tau}}{m_n c}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (16)$$

де γ — коефіцієнт, що показує, яка частина виділеного при буксуванні тепла передається на дану деталь (для натискного диску однодискового зчїпника $\gamma = 0,5$, а для дводискового — $\gamma = 0,25$); m_n — маса натискного диску, кг; c — питома масова теплоємність матеріалу натискного диску (для чавуну і сталі $c = 481,5$ Дж/(кг $^\circ\text{C}$)).

Допустиме підвищення температури за одне вмикання не повинно перевищувати 10 $^\circ\text{C}$ для легкових, вантажних автомобілів та автобусів, і 20 $^\circ\text{C}$ для автопоїздів.

Потужність тертя фрикційного зчїпника автомобіля (у всіх випадках) обчислюється за формулою

$$P_{\tau} = \frac{w_{\tau}}{t_b}, \text{ Вт.} \quad (17)$$

Початкові дані для виконання контрольної роботи за варіантами подані у табл. А.1 (додаток А).

2 — ДОЦІЛЬНА ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

З таблиці А.1 додатку А вибрати початкові дані до контрольної роботи відповідно до заданого варіанту.

Керуючись формулою (1), визначити момент тертя ковзання M_τ і на підставі нього з табл. Б.1 чи Б.2 додатку Б дібрати прийнятну модель фрикційного зчіпника.

Далі провести дослідження навантаженості вибраного фрикційного зчіпника в такій послідовності:

— визначити за відповідною формулою (13) чи (14) кутову швидкість початку буксування зчіпника $\omega_{пч}$;

— визначити за формулою (11) для першої і другої передач момент інерції автомобіля J_n , зведений до первинного валу скриньки передач;

— визначити за формулою (12) для першої передачі при $\psi = 0,02$ і $0,16$, а для другої передачі — при $\psi = 0,02$, момент опору руху автомобіля M_ψ , зведений до первинного валу скриньки передач;

— при визначених моментах інерції автомобіля та моментах опору рухові автомобіля для чотирьох характерних випадків навантаження зчіпника за відповідними формулами (6), (8) і (10), визначити час його буксування t_b ;

— при визначених моментах інерції автомобіля та моментах опору рухові автомобіля для чотирьох характерних випадків навантаження зчіпника за відповідними формулами (3) чи (4), (5), (7), (9) визначити його роботу W_τ буксування;

— при визначених моментах інерції автомобіля та моментах опору руху автомобіля для чотирьох характерних випадків навантаження зчіпника за формулою (15) визначити питому роботу буксування зчіпника w_τ . Результат розрахунку w_τ не повинен перевищувати даних, поданих чи в табл. Б.3 чи в табл. Б.4 (див. додаток Б). Питома роботи буксування зчіпника є визначальною

для легкових автомобілів і автопоїздів на першій передачі, а для вантажних автомобілів і автобусів — на першій і другій передачах. Якщо результат розрахунку перевищує значення подані чи в табл. Б.3 чи в табл. Б.4 (див. додаток Б), то необхідно підібрати зчпник з більшим зовнішнім діаметром накладок або перейти на використання дводискового зчпника. Перевагу у виборі у разі існування альтернативи надається однодисковому зчпнику. Геометричні параметри зчпника (діаметри накладок) підбирають, керуючись виразом (1), з табл. А.1 (див. додаток А).

— при визначених моментах інерції автомобіля та моментах опору рухові автомобіля для чотирьох характерних випадків за формулою (16), визначити температуру нагрівання привідного (натискного) диску зчпника Δt ;

— при визначених моментах інерції автомобіля та моментах опору рухові автомобіля для чотирьох характерних випадків за формулою (17), визначити потужність P_{ζ} тертя у фрикційному зчпнику.

— зробити змістовні висновки, керуючись результатами проведених обчислень та викладеним в наведеній далі літературі.

PERELIK REKOMENDOWANOJ LITERATURY

1. Zając M. Układy przeniesienia napędu samochodów ciężarowych i autobusów. — Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. — 2003. — 360 s.
2. Micknass W., Popiol R., Sprenger A. Sprężnia, skrzynki biegów, wały i pólacie napędowe / Z języka niemieckiego tłumaczył A. Wendrychowicz. — Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. — 2005. — 376 s.
3. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984, — 272 с.
4. Сцепление транспортных и тяговых машин/ И. Б. Барский, С. Г. Борисов, В. А. Галягин и др.; Под ред. Ф. Р. Геккера. — М: Машиностроение, 1989. — 344 с.

Додаток А

Таблиця А.1 — Початкові дані для розрахунку

Варіант	ТТЗ	m_a , кг	M_{em} , Н·м	n_M , хв ⁻¹	V_h , дм ³	n_P , хв ⁻¹	i_1	i_2	i_0	r_k , м	β	ТД
1	Л	1160	74,5	2900	1,2	—	3,8	2,12	4,125	0,28	1,8	Б
2	Л	1200	90	3000	1,2	—	3,75	2,09	4,2	0,28	1,5	Б
3	Л	1355	87	3400	1,2	—	3,75	2,3	4,3	0,28	1,7	Б
4	Л	1440	87	3400	1,2	—	3,75	2,3	4,3	0,28	1,7	Б
5	Л	1450	122,5	4000	1,6	—	3,24	1,98	4,1	0,28	1,2	Б
6	Л	1400	106	3500	1,45	—	3,75	2,3	4,1	0,28	1,4	Б
7	Л	1500	91	2750	1,36	—	3,81	2,42	4,55	0,31	1,65	Б
8	Л	1480	112	3800	1,48	—	3,49	2,04	4,22	0,31	1,35	Б
9	Л	1500	100	3800	1,48	—	3,81	2,42	4,22	0,31	1,5	Б
10	Л	1800	186	2400	2,5	—	3,5	2,26	4,1	0,35	1,2	Б
11	Л	1700	170	2500	2,5	—	3,61	2,35	4,3	0,35	1,3	Б
12	Л	1550	122,5	4000	1,6	—	3,28	1,99	4,44	0,31	1,2	Б
13	Л	2300	166	2500	2,5	—	4,12	2,64	5,12	0,36	1,3	Б
14	Л	2600	186	2400	2,5	—	3,5	2,3	4,1	0,31	2,18	Б
15	В	5200	200	1700	—	—	6,4	3,1	6,67	0,45	1,5	Б
16	В	7400	284	2200	—	—	6,55	3,09	6,83	0,47	1,5	Б
17	В	9500	402	2000	—	—	7,44	4,1	6,32	0,48	1,7	Б
18	В	15000	465	2000	—	—	6,17	3,4	8,05	0,50	1,5	Б
19	В	7500	866	—	—	2300	8,7	4,56	7,78	0,52	1,5	Д
20	АП	27000	640	—	—	2600	7,82	4,03	7,22	0,48	2,0	Д
21	АП	26000	666	—	—	2100	5,26	2,9	7,24	0,52	1,9	Д
22	АП	39200	882	—	—	2100	5,26	2,9	8,21	0,54	1,55	Д
23	АМ	11800	460	—	—	2400	7,54	4,51	4,62	0,50	1,5	Д
24	АМ	11400	402	2000	—	—	7,44	4,1	7,52	0,50	1,7	Б
25	АММ	13300	735	—	—	2000	6,5	3,8	5,11	0,50	1,36	Д
26	АМ	16600	833	—	—	2350	6,98	3,9	5,11	0,50	1,6	Д
27	АММ	17000	833	—	—	2350	6,45	3,7	5,11	0,50	1,6	Д
28	АММ	10600	402	2000	—	—	7,48	4,2	7,52	0,50	1,7	Б
29	АМ	17300	928	—	—	1900	6,98	3,9	5,11	0,50	1,5	Д
30	АММ	13500	650	—	—	2500	6,05	3,61	4,62	0,50	1,38	Д

Примітка: В таблиці А.1 використовуються такі скорочення й позначення: ТТЗ — тип транспортного засобу (Л — легковий автомобіль; В — вантажний автомобіль; АП — автопоїзд; АМ — автобус міський; АММ — автобус міжміський); ТД — тип двигуна (дизельний — Д, бензиновий — Б); V_h — робочий об'єм циліндрів двигуна; i_1 — передатне число скриньки передач на першому ступені, i_2 — передатне число скриньки передач на другому ступені.

Додаток Б

Таблиця Б.1 — Параметри однодискових зчпників типорозмірного ряду фірми «АР» (Великобританія)

Параметр	DST (легкові автомобілі)							DS (вантажівки і автобуси)					
	160	170	180	190	200	215	240	280	310	330	350	380	420
M_{em} , Н м	80	100	110	135	150	220	300	350	450	500	700	900	1400
$\frac{D}{d}$, $\frac{мм}{мм}$	$\frac{160}{112}$	$\frac{170}{120}$	$\frac{180}{128}$	$\frac{191}{136}$	$\frac{200}{136}$	$\frac{215}{152}$	$\frac{240}{155}$	$\frac{280}{170}$	$\frac{308}{190}$	$\frac{325}{200}$	$\frac{352}{216}$	$\frac{380}{206}$	$\frac{420}{242}$
m_H , кг	2,5	2,6	2,62	3,02	4,0	4,5	6	10,1	13,5	17,6	23	28	35,6

Таблиця Б.2 — Параметри дводискових зчпників типорозмірного ряду фірми “Фіхтель і Сакс” (ФРН) і “АР” (Великобританія)

Параметр	GF			DS	
	2/310	2/350	2/380	350	380
M_{em} , Н м	900	1000	1400	1400	2000
$\frac{D}{d}$, $\frac{мм}{мм}$	$\frac{310}{175}$	$\frac{350}{195}$	$\frac{380}{200}$	$\frac{352}{216}$	$\frac{387}{232}$
m_H , кг	31,5	36,7	46,5	37	42

Таблиця Б.3 — Граничні значення питомої роботи буксування $[w_{\tau}]$
для зчіпників легкових і вантажних автомобілів та автопоїздів

Тип транспортного засобу	Питома робота $[w_{\tau}]$, Дж/см ²
Легковий автомобіль з робочим об'ємом двигуна V_h , дм ³ :	
< 1,2	250
1,8...3,5	350
> 3,5	450
Вантажівка з бензиновим двигуном	300
Автопоїзд	170

Таблиця Б.4 — Граничні значення питомої роботи буксування $[w_{\tau}]$
для зчіпників автобусів

Тип автобуса	Питома робота $[w_{\tau}]$, Дж/см ²	ψ	Вид навантаження
Міський	До 40	0,02	легкий
	40...60		допустимий
Міжміський	До 60	0,02	легкий
	60...80		допустимий
Міський і міжміський	100...150	0,16	допустимий

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ТРАНСМІСІЙНОГО ЗЧІПНИКА АВТОМОБІЛЯ**

Методичні вказівки

до виконання контрольної роботи з курсу «Автомобілі»
для студентів напряму підготовки
6.070106 «Автомобільний транспорт»

Укладачі

*Гащук Петро Миколайович
Вайда Ігор Романович
Осьмак Ігор Васильович*

Редактор

Ольга Грабовська

Комп'ютерне складання

Наталії Максим'юк

Здано у видавництво 12.05.2010

Підписано до друку 18.05.2010

Формат 60 x 84¹/₁₆. Папір офсетний.

Друк на різнографі. Умовн. друк. арк. 0,97. Обл.-вид. арк. 0,75.

Наклад 100 прим. Зам. 81098

Поліграфічний центр
Видавництва Національного університету «Львівська політехніка»
вул. Ф. Колесси, 2, 79000, Львів

