

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗЕРНОВОЗА КРАЗ-5401С2 З ОПТИМІЗАЦІЄЮ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Криворот А. І.,
к.т.н., ст. викладач кафедри будівельних машин і обладнання,
Шаповал М. В.,
к.т.н., доцент кафедри будівельних машин і обладнання,
Скорик М. О.,
ст. викладач кафедри будівельних машин і обладнання
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»,
Шпилька М. М.
к.т.н., доцент кафедри «Безпека життєдіяльності»
Полтавська державна аграрна академія
м. Полтава

Автомобільний транспорт в Україні становить потужний сектор економіки, що обслуговує практично всі галузі господарства та верстви населення. Його стійке і ефективне функціонування є необхідною умовою стабілізації, підйому і структурної перебудови економіки. Технічний рівень автомобільної техніки повинен забезпечувати її перспективність та конкурентоспроможність на світовому рівні, високу економічність та відповідність екологічним нормам. Одним із можливих шляхів поліпшення цих властивостей є реалізація в конструкціях автомобілів оптимальних параметрів трансмісії, які в свою чергу, характеризуються кількістю передач і значенням передаточного відношення на кожній із передач.

Під час проектування доцільно спочатку визначити передаточне відношення нижчої і вищої передач усієї трансмісії, а потім вже визначати передаточні відношення коробки передач, роздавальної коробки, головної передачі тощо.

Передаточне відношення нижчої передачі визначають за умов подолання автомобілем заданого максимального дорожнього опору ψ_{max} , можливості руху з мінімальною швидкістю, яка необхідна для маневрування, руху в колоні і по дорозі зі значними нерівностями, та можливістю реалізації максимального моменту двигуна за умови зчеплення ведучих коліс з дорогою [1].

Передаточне відношення вищої передачі зазвичай вибирається за умови руху автотранспортного засобу з максимальною швидкістю [1].

Проміжні передачі повинні забезпечувати [2]:

- здатність автомобіля швидко розганятися;
- здатність автомобіля мати високу швидкість руху у тяжких дорожніх умовах і на підйомах;
- експлуатацію автомобіля в умовах, що не дозволяють використовувати високі швидкості руху (ожеледь, вибита дорога, затримка перед світлофорами, рух у колонах та ін.);

– оптимальні показники тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей автомобіля при заданій зовнішній швидкісній характеристиці двигуна;

– гальмування двигуном на крутому і тривалому гірському спусках.

Метою дослідження є порівняльний аналіз показників паливної економічності зернового *КрАЗ-5401С2* як із стандартною коробкою передач та із коробкою передач знайденою шляхом оптимізації рядів передаточних відношень.

Існують різні методики вибору передаточних відношень, що передбачають одержання найкращих властивостей розганяння, оптимальну паливну економічність, найбільшу середню швидкість при заданих умовах руху. Далі буде наведено ряд законів та методик для визначення передавальних відношень коробки передач.

У методиці розрахунку передаточних відношень за законом геометричної прогресії є припущення, що швидкість автомобіля за час перемикання передач не зменшується. У реальних швидкість будь-якого транспортного засобу зменшується при перемиканні внаслідок дії опору повітря. Це і служить причиною невисокої розбіжності на практиці у числовому еквіваленті передаточних відношень на високих ступенях [3].

Закон «арифметичний ряд» для визначення передаточних відношень найпростіший для розрахунків, але не отримав поширення, тому що має малу щільність ряду від вищих ступенів до нижчих [3].

Гармонійний ряд, навпаки, має високу щільність на вищих передачах, а на нижчих малу, що в умовах інтенсивного міського руху може привести до низьких якостей розганяння автомобіля [3].

У роботі Аніскіна Л.Г. було висвітлено метод оптимізації динамічного ряду передаточних відношень трансмісії. Для визначення найменшого значення часу розганяння над функцією загального часу розгону проводив дослідження на екстремум Куликов Н.К. Даний метод дозволяє знайти передаточні відношення трансмісії, які забезпечують автомобілю найкращі значення прийомистості, але паливні витрати при експлуатації автомобілів з такими коробками передач надто високі [3].

У роботі Даценка І.К. запропоновано знаходити передаточні відношення коробки передач так, щоб більше використовувалась потужність двигуна. Таке рішення дає можливість транспортному засобу в реальних дорожніх умовах досягати більш високих швидкостей. Значення передаточних відношень проміжних передач знаходяться на основі розподілу сумарного опору дороги по всій її довжині. До недоліків цієї методики можна віднести те, що для визначення необхідно застосовувати постійне значення крутного моменту ДВЗ, та знову не враховуються витрати палива автомобіля [3].

У роботі Пилипчука М.М. автор пропонує визначати ряд передаточних відношень проміжних передач на попередній і на початку наступної передачі за умови рівності прискорень автомобіля в цілому наприкінці розганяння. Перевагами цього методу є врахування при розрахунках багатьох факторів, а саме: конструктивних параметрів автомобіля, характеристики двигуна,

дорожніх умов. Головним недоліком є те, що щільність ряду занадто висока, що призводить до великої кількості передач, а значить і великих габаритів самої коробки передач [3].

У роботі Павленка А.В. отримано функцію для визначення передаточних відношень трансмісії за умови мінімальної витрати палива. В даній функції є одночасно дві невідомі – передаточне відношення і швидкість руху автомобіля, але, використовуючи апроксимацію, отримано функцію для знаходження передаточних відношень трансмісії за умови мінімальної витрати палива на вказаній швидкості. Також з отриманої функції Павленко А.В. за допомогою математичних перетворень виділив методику розрахунку передаточних відношень за умови мінімального часу розгону [3].

Методика вибору передаточних відношень за Токаревим А.А. обґрунтовує закономірність побудови ряду передаточних відношень шляхом аналогії з ідеальною трансмісією за умови, що потужність двигуна в процесі руху автомобіля при зміні його швидкості через зміну опору руху залишається сталою [3].

Багато дослідників розглядали оптимізацію передаточних відношень коробки передач як багатокритеріальну. Для прикладу паливна економічність і тягово-швидкісні характеристики транспортного засобу і є частковими критеріями оптимальності. А для оцінки паливної економічності такими критеріями є: витрата палива в міських їздових циклах, витрата палива в магістральному їздовому циклі, витрата палива при заданих сталих швидкостях руху автомобіля, витрата палива при заданому дорожньому опорі руху. Частковими критеріями тягово-швидкісних властивостей автомобіля є: максимальний підйом, який може подолати автомобіль, максимальна швидкість на горизонтальній ділянці шляху, час розгону з місця з перемиканням передач до заданої кінцевої швидкості розгону, та на заданих мірних ділянках шляху тощо [3].

Розглянуті закони і методики забезпечують окремі високі показники техніко-експлуатаційних властивостей у конкретних умовах експлуатації, причому жоден із законів та жодна з методик не забезпечують одночасно кращі показники як тягово-швидкісних властивостей, так і паливної економічності.

Таблиця 1 – Передаточні відношення коробки передач КрАЗ – 5401С2, які визначені за різними законами та методиками

№ п/п	Закон або методика	Передаточні відношення коробки передач							
		U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8
1	Геометрична прогресія	7,3	5,495	4,137	3,114	2,344	1,765	1,328	1
2	Арифметична прогресія	7,3	6,359	5,417	4,476	3,534	2,593	1,651	0,71
3	Динамічний ряд	7,3	6,257	5,214	4,171	3,128	2,085	1,043	0,71
4	Гармонічний	7,3	3,138	1,999	1,466	1,158	0,957	0,815	0,71

	ряд								
5	Мінімізація витрат палива	4,39	2,101	1,556	1,284	1,115	0,997	0,909	0,84
6	Мінімізація часу розгону	4,93	2,36	1,747	1,442	1,252	1,119	1,02	0,943
7	Методика Токарева	6,354	3,442	2,36	1,796	1,449	1,215	1,046	0,918
8	Стандартний ряд коробки передач	7,3	4,86	3,5	2,48	2,09	1,39	1	0,71

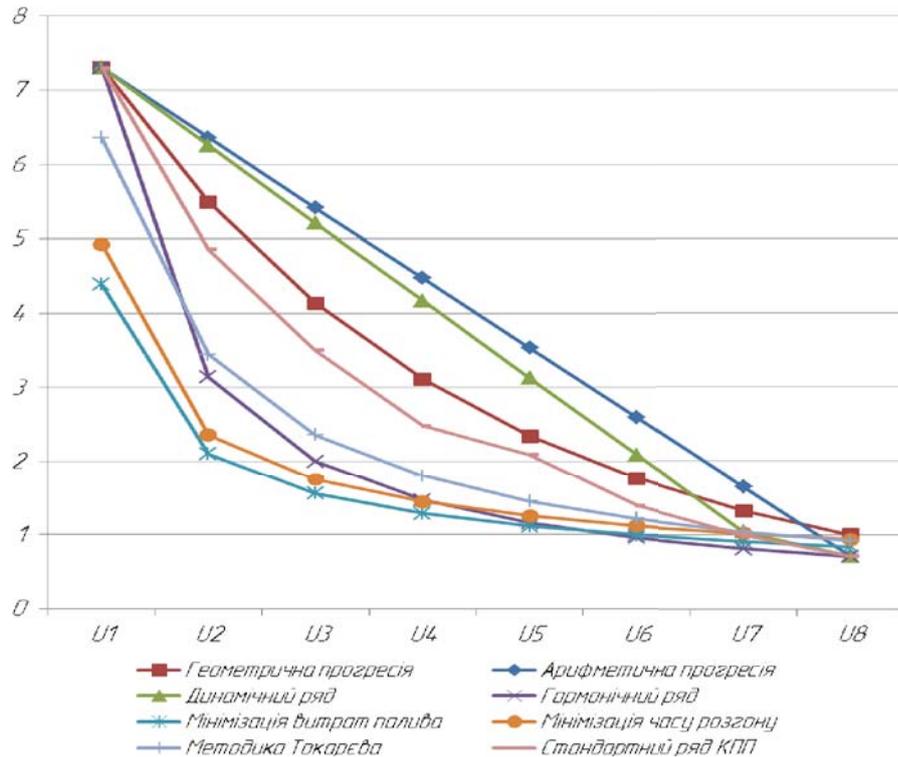


Рисунок 1 – Залежність передаточного відношення від номера передачі

Остаточний варіант значень оптимальних передаточних відношень коробки передач, що знайдені за різними методиками і законами вибирається після аналізу результатів розрахунків параметрів паливно-економічної автомобіля на прямій передачі, або передачі яка приблизно рівна одиниці при коефіцієнті дорожнього опору $\psi = 0,015$. Так як автомобіль, що досліджується, сільськогосподарського призначення, то бажано було б розглянути паливну економічність при його русі по бездоріжжю на третій передачі при $\psi = 0,05$.

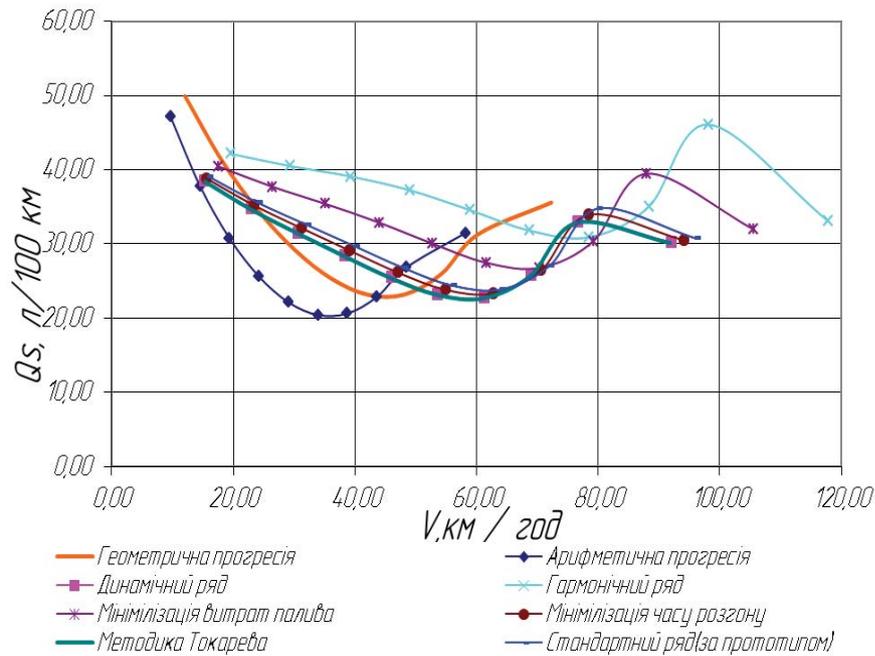


Рисунок 2 – Паливно-економічна характеристика автомобіля на 7 передачі при $\psi=0,015$.

Аналізуючи графіки (рис. 2), можна зробити висновок, що паливні витрати в діапазоні швидкості до 60 км/год. будуть нижчими за такими методиками розрахунку: динамічний ряд, мінімізація часу розгону, стандартний ряд та методика Токарева. А в діапазоні швидкостей від 60 до 80 км/год. – методика визначення передаточних відношень мінімізація витрати палива.

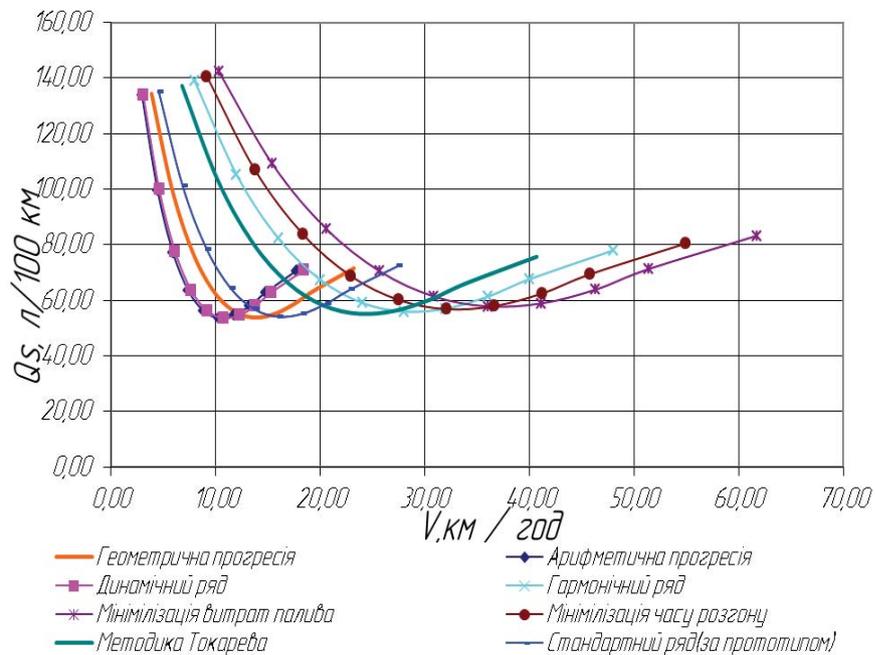


Рисунок 3 – Паливно-економічна характеристика автомобіля на 3 передачі при $\psi=0,05$.

Аналізуючи графіки (рис. 3), можна зробити висновок, що економічнішими в даних умовах руху будуть методики: Токарева,

гармонійний ряд, мінімізації витрат палива і часу розгону.

Для того щоб остаточно визначитись з найкращим із розглянутих законів та методик вибору передаточних відношень коробки передач необхідно провести дослідження тягових характеристик, характеристик розганяння автомобіля та динамічного фактору.

Список використаних джерел

1. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств/ А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. - М.: Машиностроение. 1989. 237 с.
2. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Навч. Посібник / [Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М.]. - К: В-во «КВІЦ», 2004. - 174 с.
3. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / А.І. Криворот. – Київ, 2020. – 20 с.