

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ



ТАРАСОВ ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 629.3.015+629.3.016

**НАУКОВІ ОСНОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ПРОЄКТУВАННІ ТА
МОДЕРНІЗАЦІЇ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Шуляк Михайло Леонідович,
Харківській національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, завідувач кафедри тракторів і автомобілів;

доктор технічних наук, доцент
Бондаренко Анатолій Ігорович,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування;

доктор технічних наук, професор
Монастирський Юрій Анатолійович,
Криворізький національний університет, завідувач кафедри автомобільного транспорту.

Захист відбудеться « 11 » травня 2021 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Автореферат розісланий «9» квітня 2021 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Якість автотранспортних засобів (АТЗ) формується на стадії проектування. Відомі методи проектування та випробувань, що існують на сьогодні, відстають від вимог суспільства до динамічних властивостей АТЗ. Рівень відповідності динамічних властивостей вимогам суспільства визначає технічний рівень та конкурентоспроможність автотранспортних засобів, тому перебуває у центрі уваги вчених і експериментаторів.

Виникає необхідність розробки теоретичної бази для створення методів і засобів забезпечення високого технічного рівня АТЗ на етапі проектування, під час випробувань у процесі постановки на виробництво та за тривалої експлуатації. За тривалої експлуатації вкрай важливою є інформація про зміну показників динамічних властивостей унаслідок функціональної та параметричної нестабільності АТЗ. Саме тому вирішення проблеми підвищення показників динамічних властивостей та забезпечення їхньої стабільності за тривалої експлуатації є актуальною науково-технічною проблемою, що впливає на технічний рівень АТЗ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у рамках тематики науково-дослідницької роботи кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) відповідно до Закону України "Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки" № 2623-14 від 05.12.2012 р.; постанови Національної ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. "Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні"; з планом науково-дослідницьких робіт (НДР) ХНАДУ: «Аналіз, розробка та оптимізація конструктивних та технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві та ремонті» держ. реєстр. №0115u001609, №0117u006850, №0118u007015, №0119u103269, №0120u104193 на 2015-2020 роки; під час виконання держбюджетної науково-дослідницької роботи «Енергозберігаючі маловитратні технології створення та ремонту гібридних транспортних засобів різного призначення» №08-53-19, держ. реєстр. №0119u001298.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка наукових основ забезпечення високих показників динамічних (функціональних) властивостей АТЗ, шляхом їхнього визначення на етапі проектування, під час проведення випробувань та за тривалої експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- обґрунтувати концепцію вдосконалення методів оцінювання і покращення динамічних властивостей автотранспортних засобів;
- на прикладі легкових автомобілів провести прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей на етапі попереднього проектування;

- розробити і провести дослідження нових методів оцінки динамічних властивостей автомобілів;
- удосконалити методи і засоби оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їхніх агрегатів та систем на стенді;
- провести експериментальні дослідження аеродинамічних характеристик автомобіля;
- провести дослідження енергетичних та динамічних показників за допомогою удосконаленого методу визначення аеродинамічного опору.

Об'єкт дослідження – динамічні характеристики автомобіля, їхні показники та критерії оцінки.

Предмет дослідження – визначення напрямків поліпшення показників та критеріїв динамічних властивостей автомобілів на основі прогнозування їх зміни та вдосконалення методів випробувань на етапах постановки на виробництво та за тривалої експлуатації.

Методи дослідження. Задля вирішення задач дослідження використано системний підхід, побудований на сучасних методах теоретичних та експериментальних досліджень. У теоретичній частині застосовано сучасні математичні методи теорії ймовірностей та математичної статистики, енергетичний та ентропічний методи, розрахункову частину методу парціальних прискорень.

Експериментальні дослідження реалізовані зі застосуванням різних існуючих і розроблених методів, використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для оцінки показників аеродинамічного опору руху автомобілів. Застосовано методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, парціальних прискорень. Адекватність розроблених моделей оцінювалася зі застосуванням теорії похибок та кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів прогнозування вимог до динамічних характеристик АТЗ на попередньому етапі їхнього проєктування, під час випробувань на етапі впровадження у виробництво та в перебізі тривалої експлуатації.

При цьому *вперше*:

- запропоновано метод оцінки функціональної та параметричної стабільності динамічних властивостей АТЗ за тривалої експлуатації;
- для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання за пробігом параметрів, що характеризують динамічні властивості;
- визначено взаємозв'язок між відносним підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля після його модернізації в процесі виробництва та потрібним відносним збільшенням максимальної потужності двигуна за змінного коефіцієнта лобового аеродинамічного опору;
- визначено вплив аеродинамічних характеристик на показники енергетичної ефективності автомобіля.

Удосконалено:

– метод визначення аеродинамічних параметрів автомобіля за вибігу в дорожніх умовах, що, на відміну від відомих, дозволило уточнити взаємозв'язок між формою кузова легкового автомобіля та коефіцієнтом лобового аеродинамічного опору;

– ймовірнісний метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення.

Дістав подальший розвиток метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії під час визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до формування вимог до конструкції на стадії проектування та випробувань АТЗ, що забезпечує їхній високий технічний рівень, якість та конкурентоспроможність. Розроблено методи і методики прогнозування максимальних конструктивних швидкостей руху легкових автомобілів, ефективної потужності двигуна, повної маси та вимог до гальмівних систем. Запропоновано нові методи і засоби дослідження на стенді гальмівних механізмів, моторно-трансмісійних установок та визначення радіусу інерції автомобіля відносно вертикальної осі. Запропонована також удосконалена методика визначення коефіцієнта лобового аеродинамічного опору за результатами вибігу автомобіля в дорожніх умовах.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на таких підприємствах та в організаціях: ПАТ "АвтоКрАЗ", ПрАТ "Спецбудмаш", АТ "Харківський тракторний завод", ННЦ "УМЕСГ", ДП "ХЗСМ".

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, винесені на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1-61]. Роботи [18, 21] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [1] автору належать розділи 4-6, у монографії [2] – підрозділ 6.1-6.3. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: обґрунтування методів проведення динамічних випробувань автотранспортних засобів [2, 8, 20]; прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей на етапі попереднього проектування [2, 8, 20, 21, 34]; проведення прогнозування показників і параметрів динамічних властивостей легкових автомобілів на етапі попереднього проектування [12, 18, 24, 35]; обґрунтування концепції удосконалення методів оцінки і покращення динамічних властивостей автотранспортних засобів [14, 17, 49]; розробка та проведення досліджень нових методів оцінки динамічних властивостей автомобілів [20, 22, 23, 29]; удосконалення методів і засобів оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їхніх агрегатів та систем на стенді [1, 3, 5, 7, 10, 15, 16, 25, 36, 46]; обґрунтування методів розрахунково-експериментального визначення аеродинамічного опору руху автомобілів [31, 45, 50, 54]; метод

оцінки функціональної та параметричної стабільності АТЗ за тривалої експлуатації [17, 26, 30, 32, 41, 48, 51, 53, 55]; для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання параметрів, що характеризують динамічні властивості [21]; метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії для визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування [18, 33]; метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення [61]; енергетична економічність автомобіля і критерії її оцінки [14, 23, 27, 29]; поліпшення якості автомобілів через удосконалення методів їхніх випробувань [8, 13, 24, 43, 45, 52, 56]; підвищення точності випробувань [6, 9, 12, 40, 42, 44, 47].

У патенті [54] автору належать принцип, послідовність роботи елементів системи; у патенті [55] – структурна схема послідовності дій; у патенті [56] – шляхи реалізації ідеї визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля; [57] – спосіб зменшення похибки вимірювання параметрів руху автомобіля; [58] – автору належать структурна схема процесу роботи; [59] – конструкція і привід опорних майданчиків для задньої осі автомобіля; [60] – ідея алгоритму процесу визначення аеродинамічних параметрів під час автомобіля накатом (вибіг); [61] — структурна схема способу та математична модель.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивні відгуки на: Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту” (Вінниця, ВНТУ, 2013 р.); XIII Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму (Львів, КІНПАТРИ, 2017 р.); Міжнародній очно-дистанційній науково-практичній конференції “Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов” (Сургут, 2012р.); Міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування” (Харків, ХНАДУ, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів та молодих учених “Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту” (Севастополь, 2011р.); всеукраїнській практичній конференції молодих учених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 2011 р.); Науково-технічній конференції “Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ” (Львів, Академія сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 2012 р.); II Всеукраїнській практичній конференції молодих вчених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 2013 р.); V Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України” (Харків, Академія внутрішніх військ МВС України 2013 р.); Науковій

конференції “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (Харків, ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2015 р.); Науково-практичній конференції “Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки” (Харків, НАНГУ, 2017 р.), науково-практичних конференціях “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація ” (Харків, ХНТУСГ, 2018 р., 2019 р.); науково-практичних семінарах “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України” (Харків, НАНГУ, 2019 р., 2020 р.); Науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” (Харків, ХНАДУ, 2019 р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (2011 – 2020 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 61 науковій праці, у тому числі: 2 монографіях; 33 статтях у наукових фахових виданнях України та інших держав, зокрема в 12 статтях у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз (5 статей у виданнях, що входять до бази Scopus та Web of Science) та у закордонних виданнях; 18 тезах у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 8 патентів України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, семи розділів, висновків, переліку використаних джерел та чотирьох додатків. Повний обсяг дисертації складає 386 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 271 сторінка і 8 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 78 рисунками, наведено 52 таблиці. Перелік використаних джерел містить 231 найменування на 27 сторінках, додатки розміщені на 43 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі поінформовано про загальну характеристику роботи; обґрунтовано актуальність теми; сформульовано мету, задачі, об’єкт та предмет дослідження; описано застосовані методи дослідження та зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами; визначено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів; надано інформацію про апробацію та публікацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведено аналіз літературних джерел, що стосуються досліджуваної в дисертаційній роботі проблеми.

Проведений аналіз доводить, що, незважаючи на різноманіття відомих показників динамічних властивостей, у науковій літературі не досліджено показники і критерії, що дозволяють на стадії проектування і проведення випробувань задавати і оцінювати відповідність автомобілів сучасним вимогам зі стабільності функціонування.

Розглянуто методи оцінки енергетичної ефективності автомобілів. Встановлено, що є необхідність розширення відомого поняття – паливної економічності, яка виникла у зв’язку з появою нових альтернативних

енергоустановок (електродвигуни, маховикові двигуни, гібридні енергоустановки та ін.). Це вимагає врахування витрат не тільки теплової енергії палива, а й енергії інших видів (електричної, механічної). Тому у разі прогнозування й оцінці динамічних властивостей вважаємо за раціональним використання енергетичних показників автомобіля, для чого необхідно розробити відповідні критерії оцінки.

Розглянуто розвиток вимог та проаналізовано відомі теоретичні дослідження, присвячені оцінці динамічних властивостей автомобілів. Виявлено, що в низці Європейських країн, де зафіксовано тенденції зростання потужності двигунів, вийшли закони, що забороняють експлуатацію автомобілів для перевезення автомобілів без установки ESP (системи динамічної стабілізації курсового кута). Таким чином, тенденцію зростання питомих потужностей автомобілів і пов'язане з цим збільшення показників динамічних властивостей необхідно враховувати для перспективного проектування і випробування автотранспортних засобів.

Розглянуто методи оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобілів. Установлено, що в процесі експлуатації автомобілів показники динамічних властивостей знижуються в зв'язку з нестабільністю їхніх параметрів. При цьому вимоги до показників динамічних властивостей постійно зростають. Настає момент часу, в який зазначені показники стануть нижчі, ніж нормативні вимоги, в такому разі автомобіль необхідно знімати з експлуатації. Проведений аналіз доводить, що під час проектування і випробуваннях АТЗ необхідно враховувати функціональну нестабільність його елементів, які впливають на якість виробу. Під час розробки технічного завдання необхідно планувати запас потужності двигуна, що забезпечує збереження заданого рівня показників динамічних властивостей автомобілів за тривалої експлуатації.

Проаналізовано методи проведення динамічних випробувань АТЗ, розглянуто відомі теоретичні дослідження, присвячені визначенню тягово-швидкісних властивостей АТЗ. Встановлено, що у деяких випадках потрібно визначити не тільки сумарну силу опору руху, а й кожну її складову, тобто необхідно визначити коефіцієнти лобового аеродинамічного опору і опору коченню коліс. Проаналізовано відомі теоретичні дослідження, присвячені визначенню аеродинамічного опору з використанням методу парціальних прискорень і багатоосьових лінійних акселерометрів. Установлено, що на сьогоднішній день актуально мати практичні рекомендації щодо вибору на стадії проектування уточнених розрахункових параметрів аеродинамічного опору та з'ясувати характер зміни сили лобового аеродинамічного опору від швидкості руху автомобіля. За результатами першого розділу сформульовано задачі дослідження.

У другому розділі розроблено основні положення концепції вдосконалення методів оцінки і поліпшення динамічних властивостей автотранспортних засобів. Запропоновано метод оцінки функціональної та

параметричної стабільності динамічних властивостей АТЗ за умов тривалої експлуатації. Проблема зміни характеристик системи через зміни її параметрів розглядається в теорії чутливості. Функція чутливості залежить від змінної S перетворення Лапласа і це створює труднощі під час її інтерпретації.

Під час періодичного проведення в умовах експлуатації контрольних випробувань на стабільність функціонування автомобілів за характеристики W можуть прийматися максимальні прискорення \dot{V}_{max} , максимальні швидкості V_{max} , максимальна потужність двигуна N_{emax} . Визначення зазначених характеристик має відбуватися в стандартних умовах за стандартною методикою.

Основний вплив на нестабільність динамічних властивостей автомобіля здійснює нестабільність максимальної потужності двигуна. Рівняння тягової динаміки автомобіля за реалізації максимальної ефективної потужності двигуна N_{emax}

$$N_{emax} \cdot \eta_{mp} = \left(m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right) \cdot V_a + m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a, \quad (1)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії; g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ρ – щільність повітря; F – площа лобового опору автомобіля; V_{max} – лінійна швидкість автомобіля; \dot{V}_{max} – лінійне прискорення автомобіля.

Під час періодичних контрольних випробувань автомобіля в ідентичних умовах після заданого пробігу рівняння (1) набуде вигляду

$$\begin{aligned} (N_{emax} - \Delta N_{emax}) \cdot (\eta_{TP} - \Delta \eta_{TP}) = m_a g \psi (V_a - \Delta V_a) + \\ + \frac{C_x}{2} \rho F \cdot (V_a - \Delta V_a)^3 + m_a \cdot (V_a - \Delta V_a) \cdot (\dot{V}_a - \Delta \dot{V}_a), \end{aligned} \quad (2)$$

де ΔN_{emax} ; $\Delta \eta_{TP}$; ΔV_a ; $\Delta \dot{V}_a$ – зміни параметрів N_{emax} ; η_{TP} ; V_a ; \dot{V}_a після заданого пробігу автомобіля.

Зміна максимальної потужності на колесах після контрольного пробігу ΔN_{kmax} визначатиметься як

$$\Delta N_{kmax} = m_a V_a \Delta \dot{V}_a. \quad (3)$$

Вимірювання лінійного прискорення \dot{V}_a за заданою швидкістю V_a і масою автомобіля потрібно проводити до і після контрольного пробігу. Визначивши $\Delta \dot{V}_a$, можна оцінити ΔN_{kmax} .

Ступінь чутливості прискорення автомобіля (параметр динамічності

автомобіля) до зміни потужності двигуна

$$S = \frac{\Delta \dot{V}_a}{\Delta N_{kmax}} \cdot \frac{N_{kmax}}{\dot{V}_a}, \quad (4)$$

де $\Delta \dot{V}_a$; ΔN_{kmax} – зміна параметрів \dot{V}_a і N_{kmax} в процесі контрольного пробігу.

Величина S може бути нормованою, і тоді вона буде контрольним показником (критерієм технічного стану автомобіля). Аналогічним чином можна здійснити оцінку чутливості і стабільності показників інших динамічних властивостей автомобілів.

Запропоновано новий вид випробувань на стабільність функціонування колісних машин та вдосконалено класифікацію основних видів випробувань колісних машин за найважливішими ознаками, що визначають зміст, обсяги і способи проведення експериментальних робіт. Проведення випробування на стабільність функціонування колісних машин дає можливість отримання інформації про те, яким чином змінюються показники їхньої якості з плином часу і під впливом зовнішніх факторів та пробігу.

Повторні (контрольні) динамічні випробування на стабільність функціонування повинні проводитись для оцінки зміни динамічних властивостей колісних машин від часу. Використовуються методи - прискорені випробування стабільності і дослідження в реальному часі (нормальні).

Визначення показників стабільності функціонування АТЗ SFn має відноситися до основних характеристик автомобіля, який знаходиться в експлуатації. На прикладі тягово-швидкісних властивостей

$$SF_{II} = \frac{S_n}{S_H}, \quad (5)$$

де S_n – показник тягово-швидкісних властивостей колісних машин за існуючого пробігу; S_H – тягово-швидкісні властивості нової колісної машини.

У третьому розділі виконано прогнозування вимог до показників і параметрів легкового автомобіля на етапі попереднього проєктування. Запропоновано методику прогнозування зростання максимальної ефективної потужності двигуна.

На етапі попереднього проєктування автомобілів визначають максимальну ефективну потужність двигуна. Однак вирішення зазначеної задачі на початковому етапі створення АТЗ пов'язане з такими труднощами: відсутністю інформації про параметри аеродинамічного опору ще не створеного автомобіля; відсутністю інформації про втрати енергії в трансмісії, підвісці і шинах, що визначається величиною коефіцієнта корисної дії автомобіля (що враховує тільки втрати в трансмісії).

Максимальна конструктивна швидкість легкових автомобілів має тенденцію до зростання. У разі прогнозування величини максимальної конструктивної швидкості, то на перспективу треба враховувати розрахунковий відносний час від початку проектування автомобіля до кінця його використання

$$\lambda_{\text{розрах}} = \lambda_0 + \Delta\lambda, \quad (6)$$

де λ_0 – відносний час, відповідний моменту початку проектування автомобіля; $\Delta\lambda$ – зміна відносного часу, відповідно до тривалості проектування, випуску і терміну служби автомобіля.

Визначення зростання питомої потужності автомобіля у залежно від відносного часу визначатиметься як

$$N_{\text{num}} = \frac{N_{e\text{max}}}{m_{\text{П}}} = 612,3(1 \pm 0,128)\{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}, \quad (7)$$

де $m_{\text{П}}$ – повна маса автомобіля.

Найбільше значення питомої потужності автомобіля відповідає знакам «+» у рівнянні (7), а найменше значення – знакам «-»

$$(N_{\text{num}})_{\text{max}} = 690,7\{1,043 - \exp[-0,522(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}; \quad (8)$$

$$(N_{\text{num}})_{\text{min}} = 533,9\{1,043 - \exp[-0,242(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}. \quad (9)$$

Середнє значення питомої потужності легкового автомобіля

$$\bar{N}_{\text{num}} = 612,3\{1,043 - \exp[-0,382(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{Вт/кг}. \quad (10)$$

На рис. 1 подано графіки залежностей: $(N_{\text{num}})_{\text{max}}$, $(N_{\text{num}})_{\text{min}}$, \bar{N}_{num} від відносної часу $\Delta\lambda$. Відлік часу (від часу початку проектування легкового автомобіля). Величина λ_0 відповідає 2019 року.

$$\lambda_0 = \frac{2019 - 1900}{2000 - 1900} = 1,19 \quad (11)$$

На рис. 1 показана заштрихована зона – це зона, в якій може перебувати значення питомої потужності автомобіля. Під час проектування доцільно орієнтуватися на середнє значення питомої потужності (залежність (10)). Для легкових автомобілів високого класу питома потужність може вибиратися ближче до верхньої межі заштрихованої ділянки (рис. 1). Для легкових

автомобілів малих класів, навпаки, питома потужність може перебувати ближче до нижньої межі заштрихованої ділянки (рис. 1).

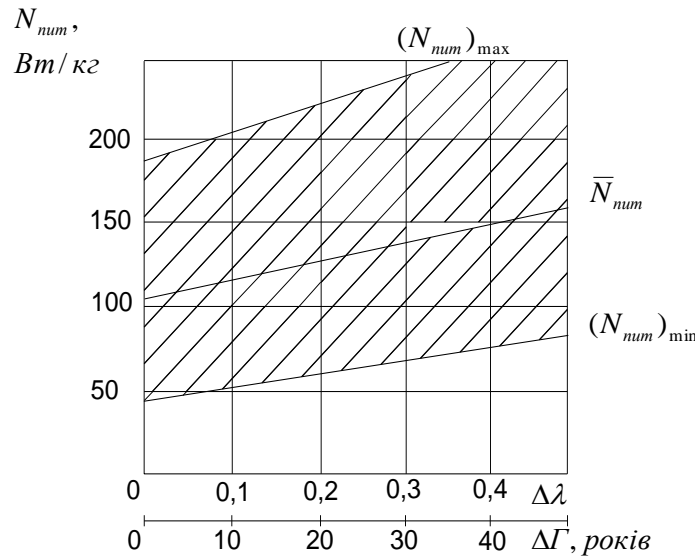


Рисунок 1 – Залежності прогнозованих значень питомої потужності автомобіля N_{num} від глибини прогнозу $\Delta\Gamma$ ($\Delta\lambda$)

Результати проведеного дослідження дозволяють на етапі попереднього проектування прогнозувати максимальну конструктивну швидкість і питому потужність легкових автомобілів. Реалізація запропонованих рекомендацій забезпечить високий технічний рівень і конкурентоспроможність перспективних легкових автомобілів на світовому ринку.

Запропоновано метод прогнозування динамічних властивостей автомобілів. Відомо, що підвищити початкове прискорення під час рушення автомобіля з місця можна за рахунок збільшення передавального відношення трансмісії на нижчій передачі. Цей показник не пов'язаний із питомою потужністю двигуна. Тому для прогнозування підвищення показників динамічних властивостей необхідно визначити взаємозв'язок між питомою потужністю N_{num} та індексом динамічності автомобіля q . Індекс динамічності автомобіля визначається за формулою

$$q = \frac{\sqrt{N_{e\max}}}{\varphi g} = \frac{1}{\varphi g} \sqrt{\frac{N_{num}}{t_H}}. \quad (12)$$

де t_H – час зростання потужності на ведучих колесах від нуля до $N_{K\max}$; φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою.

Аналіз залежності (12) доводить, що індекс динамічності залежить від часу t_H за гіперболічним законом. Очевидно, що величина q у рівнянні (12) не

повинна перевищувати одиниці. В іншому випадку буде відбуватися буксування ведучих коліс і стійкість поступального руху автомобіля буде порушена. З умови $q \leq 1$ за допомогою рівняння (12) визначимо

$$t_H \geq \frac{N_{num}}{\varphi^2 g^2} . \quad (13)$$

Отже, час наростання t_H ефективної потужності двигуна від нуля до свого максимального значення є параметром, що визначає динамічні властивості автомобіля. Прийmemo припущення того, що t_H дорівнює часу розгону t_{pvm} до максимальної швидкості $V_{a max}$. Оскільки в технічній літературі наводяться дані про час розгону t_{p100} автомобіля до швидкості $V_a = 100$ км/год, то індекс динамічності може бути визначений за такою формулою:

$$q = \frac{10,26}{\varphi g} \sqrt{\frac{(1 \pm 0,128)\{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{p100}}} , \quad (14)$$

Граничні значення q

$$q_{max} = \frac{10,997}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,521(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{p100}}} ; \quad (15)$$

$$q_{min} = \frac{9,581}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,242(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{p100}}} . \quad (16)$$

Середнє значення показника q

$$\bar{q} = \frac{10,26}{\varphi g} \sqrt{\frac{\{1,043 - \exp[-0,382(\lambda_o + \Delta\lambda)]\}}{t_{p100}}} . \quad (17)$$

На рис. 2 подано графіки залежностей $\bar{q}(\Delta\lambda)$, $q_{max}(\Delta\lambda)$ і $q_{min}(\Delta\lambda)$, побудовані при $t_{p100}=10$ с. Обране значення t_{p100} відповідає досягнутим результатам для легкових автомобілів. Отримані аналітичні вирази дозволяють прогнозувати на етапі попереднього проектування показники динамічних властивостей легкових автомобілів.

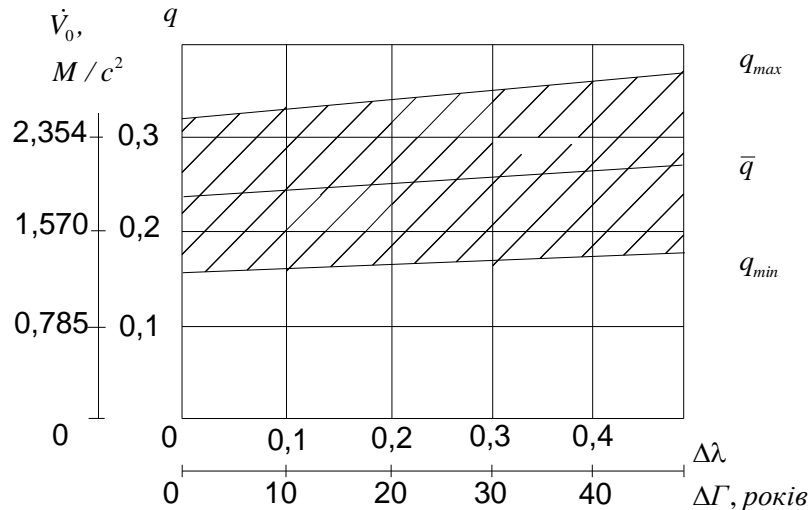


Рисунок 2 – Залежності прогнозованих значень індексу динамічності і початкових прискорень автомобіля від глибини прогнозу $\Delta\Gamma$ ($\Delta\lambda$)

Індекс гальмівної динамічності автомобіля

$$q_{\text{ГАЛЬМ}} = \frac{[j_{cm}]}{j_{\max}} = 1 - \exp(-B\lambda), \quad (18)$$

де j_{\max} – максимальне стале уповільнення автомобілів; $[j_{cm}]$ – нормативне значення сталого уповільнення автомобіля.

Рівняння (18) може бути перетворено до такого вигляду:

$$q_{\text{ГАЛЬМ}} = 1 - \exp[-B(\lambda_0 + \Delta\lambda)]. \quad (19)$$

На прикладі запасної гальмової системи для легкового автомобіля (АТЗ категорії M_1) розглянемо зростання вимог до індексу гальмівної динамічності. Графік залежності $q_{\text{ГАЛЬМ}}(\Delta\lambda)$ для запасної гальмової системи автомобіля категорії M_1 подано на рис. 3.

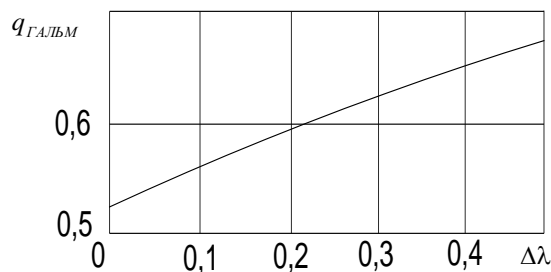


Рисунок 3 – Залежність $q_{\text{ГАЛЬМ}}(\Delta\lambda)$ для запасної гальмівної системи автомобіля категорії M_1 .

Аналіз результатів прогнозу росту вимог до ефективності гальмування автомобілів категорії M_1 запасною гальмівною системою засвідчив перспективу

для їхнього зростання, оскільки величина $q_{ГАЛЬМ}$ не перевищує величини 0,663 за глибини прогнозу $\Delta\lambda = 0,5$ (50 років). Оскільки експоненціальна залежність не допускає $q_{ГАЛЬМ} = 1$ (ця величина є асимптотою), то виникає питання про доцільність подальшого посилення нормативних вимог щодо ефективності гальмування АТЗ зазначеної категорії. Зміна величини нормативного значення уповільнення автомобіля може виявитися меншою, ніж похибка вимірювання цієї величини під час експериментальних досліджень. Зазначене вказує те, що необхідно узгоджувати зростання нормативних вимог з підвищенням точності вимірювань уповільнення автомобіля під час випробувань.

Зростання вимог до гальмівних властивостей автотранспортних засобів є об'єктивним і безперервним процесом. У якийсь момент часу нормативні значення відповідають вимогам суспільства, а в подальшому – починають відставати. Це треба враховувати під час планування нормативних показників перспективних законодавчих документів, тобто стандартів.

Контрольний час λ^* і є сигналом для початку якісного вдосконалення способів гальмування і конструкцій гальмівного керування АТЗ. Цей час визначається як

$$\lambda^* = \frac{\Delta\lambda - \lambda_\beta \ln \left| \frac{\beta_0 \lambda_0}{\varphi g} \right|}{\frac{\lambda_\beta}{\lambda_0} - 1}. \quad (20)$$

При часі λ^* , обмеженому $j_{x\text{гран}}$, збільшувати нормативне значення уповільнення $[j_x]$ не має сенсу за існуючого способу гальмування.

Для характеристики накопиченого потенціалу показників гальмівних властивостей АТЗ уведемо поняття ентропії S гальмівних властивостей, що може бути визначена як

$$\begin{aligned} S &= \frac{1}{T_{\text{гальм}}} \cdot \int_{j_{x\text{min}}}^{j_{x\text{min}} + \Delta j_{x\text{min}}} \frac{\Delta j_{x\text{min}}}{j_{x\text{min}}} = \frac{1}{T_{\text{гальм}}} \cdot \ln \left| j_{x\text{min}} \right| \int_{j_{x\text{min}}}^{j_{x\text{min}} + \Delta j_{x\text{min}}} = \\ &= \frac{1}{T_{\text{гальм}}} \cdot \ln \left| \frac{j_{x\text{min}} + \Delta j_{x\text{min}}}{j_{x\text{min}}} \right| = \frac{1}{T_{\text{гальм}}} \cdot \ln \left| 1 + \frac{\Delta j_{x\text{min}}}{j_{x\text{min}}} \right| \end{aligned} \quad (21)$$

Після всіх перетворень мінімальне значення уповільнення $\Delta j_{x\text{min}}$ АТЗ, на яке слід підвищувати величину $[j_x]$, дорівнює

$$\Delta j_{xmin} == \varphi g \cdot \frac{1 - \exp(-B\Delta\lambda)}{\exp(-B\lambda_0)}. \quad (22)$$

У разі рівного розподілу або прагненні до нуля величини ΔS , підвищення нормативних вимог до АТЗ за існуючих способів гальмування не має сенсу.

Підвищення робочих температур у контакті фрикційних поверхонь може призвести до порушення стійкості процесу гальмування. Цю обставину необхідно враховувати на етапі попереднього проектування легкових автомобілів. Якщо обмежувати температуру робочих поверхонь гальмівних механізмів максимально допустимою величиною, то вимога до сумарної теплоємності гальм автомобілів може бути визначена як

$$[C_\Sigma] = \frac{13028m_{II}}{[t^0] - t_0^0} \{1,043 - \exp[-0,382(1 \pm 0,366)(\lambda_0 + \Delta\lambda)]\}^2, \text{ Дж/град.} \quad (23)$$

Рівняння (23) дозволяє прогнозувати мінімально допустиму величину сумарної теплоємності роторів гальмівних механізмів. Для побудови прогнозу необхідно знати максимально допустиму температуру $[t^0]$ фрикційних поверхонь гальм.

У четвертому розділі виконано розробку і дослідження нових методів оцінки динамічних властивостей автомобіля, удосконалено метод оцінки енергетичної навантаженості автомобіля. Енергонавантаженість характеризує необхідні витрати потужності двигуна для поступального сталого руху автомобіля зі заданим рівнем кінетичної енергії. Для випадку руху автомобіля з максимальною швидкістю за повної маси у відомих наукових роботах учених ХНАДУ запропоновано показник, названий рівнем енергетичної завантаженості Y_W . Чим менше значення Y_W , тим нижче енергетична навантаженість автомобіля. Величина, зворотна Y_W , є показником енергетичної ефективності, оскільки характеризує величину кінетичної енергії автомобіля, що припадає на одиницю максимальної ефективної потужності двигуна. З точки зору фізичного сенсу величина E_W (має розмірність часу) являє собою час розгону автомобіля при $N_e = N_{e_{max}} = const$ за умови, що всі продуктивні і непродуктивні витрати потужності (енергії) дорівнюють нулю.

Запропоновано уточнену формулу для визначення коефіцієнта лобового опору C_x , оскільки величина коефіцієнта лобового аеродинамічного опору C_{x0} на відміну від безрозмірної величини C_x повинна мати розмірності $(\text{м/с})^n$. Тому вираз для його визначення потрібно подати у вигляді

$$\widehat{C}_x = \frac{A_w}{V_a^n}, \quad (24)$$

де A_w – коефіцієнт, чисельно рівний C_x при $V_a = 1$ м/с; n – показник ступеня при підставі V_a .

Таким чином, виникла необхідність уточнення показника рівня енергетичної навантаженості автомобіля шляхом більш коректного визначення сил аеродинамічного опору.

З урахуванням виразу (24) уточнена формула для розрахунку сил аеродинамічного опору P_w має вигляд

$$P_w = \frac{A_w}{V_a^n} \cdot \frac{\rho F}{2} V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}. \quad (25)$$

Поточне значення ефективної потужності двигуна отримаємо

$$N_e = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2} K_w = W_{кин} K_w, \quad (26)$$

де K_w – коефіцієнт взаємозв'язку між кінетичною енергією поступального сталого руху автомобіля і реалізованою ефективною потужністю двигуна

$$K_w = \frac{1}{\eta_{mp}} \left(\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \right). \quad (27)$$

При $m_a = m_{повн} : V_a = V_{a\max}$: величина $K_w = Y_w$. Для забезпечення високої енергоефективності автомобіля необхідно прагнути до отримання найбільш низьких значень K_w . Вираз (27) при $V_a = V_{opt}$ набуде вигляду

$$K_w = (K_w)_{\min} = \frac{2g\psi}{\eta_{mp}} \frac{2-n}{1-n} \frac{2-n}{\sqrt{(1-n) \frac{A_w \rho F}{2m_a g\psi}}} = \frac{2g\psi}{\eta_{mp}} \frac{2-n}{1-n} \exp \left[- \frac{\ln \left| \frac{2m_a g\psi}{(1-n) A_w \rho F} \right|}{2-n} \right]. \quad (28)$$

Уточнення розрахунку показників аеродинамічного опору руху автомобіля за допомогою співвідношення (25) дозволило визначити, що при високих швидкостях величини показника K_w значно нижче, ніж при

традиційній методиці розрахунку. Зазначене зниження складає до 33% (при швидкості $V_a=40$ м/с) для автомобіля ВАЗ-2107.

Запропоновано метод оцінювання під час проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі. Проблема визначення моментів інерції автомобіля відносно трьох координатних осей виникає ще на етапі проектування. Моменти інерції, як і положення центру мас, чинять суттєвий вплив на стійкість і керуваність автомобіля. Положення центру мас автомобіля, що характеризується горизонтальними і вертикальними координатами, на етапі проектування визначають графоаналітичним методом. За допустимої 30 % відносної похибки відомого методу визначення радіусу інерції це дає більш значну похибку визначення моменту інерції автомобіля, оскільки в формулу для його визначення входить квадрат радіусу інерції.

Запропоноване розрахункове значення моменту інерції I_{zcp} відносно вертикальної вісі автомобіля можна визначити за емпіричною залежністю

$$I_{zcp} = m_a i_{zp}^2 = m_a (0,925 \pm 0,065)^2 ab. \quad (29)$$

Вираз (29) можна записати у вигляді

$$I_{zcp} = m_a 0,860ab \pm m_a 0,120ab = \bar{I}_{zcp} \pm 0,120m_a ab, \quad (30)$$

де a – проекція відстані від передньої вісі до центру мас автомобіля на горизонтальну площину, м; b – горизонтальна координата центру мас автомобіля (від задньої вісі), м; \bar{I}_{zcp} – середнє значення моменту інерції автомобіля відносно вертикальної вісі,

$$\bar{I}_{zcp} = 0,860m_a ab. \quad (31)$$

Відносна похибка визначення \bar{I}_{zcp} в межах середньоквадратичного відхилення радіусу інерції i_z

$$\delta I_{zcp} = \pm \frac{m_a ab}{\bar{I}_{zcp}} = \pm \frac{0,12m_a ab}{0,86m_a ab} = \pm 0,139. \quad (32)$$

Для забезпечення безпеки руху необхідно або проводити контрольні динамічні випробування автомобілів на функціональну стабільність, або здійснювати оцінку динаміки зміни контрольних параметрів у процесі експлуатації за допомогою бортового вимірювального комплексу. Запропоноване рівняння парціальних прискорень автомобіля у випадку вибігання представлено в наступному вигляді:

$$\dot{V}_a = \dot{V}_{\delta\sigma}^{Парц} - \dot{V}_{ст}^{Парц} - \dot{V}_{кін}^{Парц} - \dot{V}_w^{Парц} ; \quad (33)$$

де $\dot{V}_{ст}^{Парц}$ – парціальне прискорення, викликане дією сил сухого тертя в трансмісії і силами сумарного дорожнього опору, $\dot{V}_{ст}^{Парц} = \frac{g}{\delta_{об}}(f \pm i) + \frac{M_{ТР.СТ}^C}{\delta_{об}m_a r_{\delta}}$;

$$\dot{V}_{\delta\sigma}^{Парц} \text{ – парціальне прискорення від сил рушійних, } \dot{V}_{\delta\sigma}^{Парц} = \frac{N_e}{m_a V_a b_1} ;$$

$\dot{V}_{кін}^{Парц}$ – парціальне прискорення, викликане дією сил в'язкого тертя в трансмісії, $\dot{V}_{кін}^{Парц} = \frac{\kappa_1}{\delta_{об}m_a r_{\delta}} V_a$;

$\dot{V}_w^{Парц}$ – парціальне прискорення, обумовлене силами аеродинамічного опору,

$$\dot{V}_w^{Парц} = \frac{A_W}{2m_a \delta_{об}} \delta F V_a^{2-n} . \quad (34)$$

Кожне з парціальних прискорень створюється або рушійними силами, або силами опору руху. Зазначені сили, зважаючи на нестабільність параметрів автомобіля, призводять до зміни величин зовнішніх параметрів. Тому парціальні прискорення можуть бути контрольними параметрами для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля. Парціальне прискорення від сил рушійних $\dot{V}_{\delta\sigma}^{Парц}$ характеризує технічний стан і стабільність параметрів двигуна. Парціальне прискорення $\dot{V}_{ст}^{Парц}$, залежне від швидкості V_a автомобіля в нульовому ступені, характеризує технічний стан трансмісії (зміна її параметрів сухого тертя), а також – зміни ходової частини (геометрії, зміщення мостів, параметрів підвіски). Швидкість зміни величин парціальних прискорень за пробігом машини може нормуватися під час оцінки зазначеної стабільності динамічних властивостей. Швидкість падіння величини максимального прискорення автомобіля за пробігом може бути показником функціональної стабільності його динамічних властивостей і також нормуватися.

Запропоновано метод оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей автомобілів. Показники гальмівних властивостей нових АТЗ повинні мати запас на функціональну нестабільність. Цей запас повинен бути «витрачений» у процесі експлуатації під час виконання ресурсного пробігу автомобіля. Тому, як уже зазначалося, об'єктом розгляду має бути швидкість зміни показників ефективності гальмування (гальмівного шляху S_T або

усталеного уповільнення $j_{уст}$) від часу або пробігу. Стан об'єкта, залежно від результатів оцінки функціональної стабільності гальмівних властивостей, може бути або стабільним, або нестабільним.

Відносна зміна необхідного усталеного уповільнення автомобіля за один термін служби

$$\delta j_{уст} = \frac{\exp\left[-B\left(\lambda_{II} + \frac{C_{сл}}{100}\right)\right] - \exp(-B\lambda_{II})}{1 - \exp(-B\lambda_{II})}. \quad (35)$$

де λ_{II} – відносний час, відповідний початку серійного виробництва АТЗ; $C_{сл}$ – термін служби автомобіля.

На рисунку 4 подано графіки залежності $\delta j_{уст}(\lambda_{II})$ для різних категорій АТЗ при $C'_{сл}=9$ років. Аналіз графіків (рис. 4) підтверджує: зі збільшенням року початку випуску АТЗ, що характеризується показником λ_{II} , для категорії N відбувається збільшення необхідного запасу за сталим уповільненням $\delta j_{уст}$. Для категорії M_1 , навпаки, відбувається зменшення. Для категорій M_2 і M_3 в інтервалі λ_{II} , рівному $[1,0; 1,5]$, спочатку відбувається незначне збільшення, а потім настільки ж незначне зниження зазначеного показника. При $\lambda_{II}=1,0$ і $\lambda_{II}=1,5$ значення приблизно однакове. Максимум функції $\delta j_{уст}(\lambda_{II})$ для АТЗ категорій M_2 і M_3 реалізується при $\lambda_{II} \approx 1,2$ (у 2020 році).

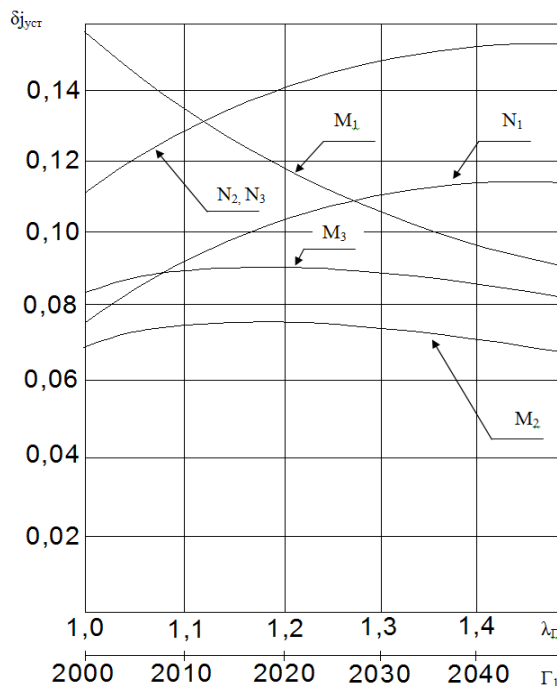


Рисунок 4– Необхідний запас за сталим уповільненням для заново спроектованих АТЗ різних категорій

У таблиці 1 надаємо розрахунок показника δj_{yct} для різних категорій АТЗ на підставі діючих стандартів, що регламентують мінімально допустиме значення під час випробувань Тип 0 з від'єднаним двигуном і повній масі машини. Аналіз результатів розрахунку, поданих у таблиці 1, доводить, що запас на функціональну нестабільність гальмівних властивостей автомобілів категорії M_1 ; N_2 і N_3 перебуває в межах від 10% до 14%. Для автомобілів категорії M_2 ; M_3 і N_1 вказаний запас не передбачений.

Таблиця 1 – Допустиме відносне зниження сталого уповільнення автомобіля під час випробувань Тип 0 з відключеним двигуном і повній масі машини

Стан АТЗ	Категорія АТЗ					
	M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
Новий АТЗ [δj_{yct}] ^H , м/с ² *)	5,8	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
АТЗ, що знімаються з експлуатації [δj_{yct}] _E , м/с ² *)	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,3
δj_{yct} ^H *)	0,138	0	0	0	0,100	0,140

У п'ятому розділі проведено вдосконалення методів і засобів оцінки динамічних властивостей автотранспортних засобів, їхніх агрегатів і систем на стенді.

В основу стенду для випробування моторно-трансмісійних установок автотранспортних засобів поставлена задача вимірювання показників вібростійкості коробки передач і інших агрегатів трансмісії за коливань крутного моменту двигуна внутрішнього згорання. Запропонований інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів (див. рис. 5) відрізняється від відомих аналогічних стендів тим, що стенд має в своїй конструкції ведучий міст, з'єднаний карданним валом з об'єктом випробувань (коробкою передач) для імітації реальних умов навантаження об'єкта випробувань (коробки передач), а електродвигун має можливість повороту в площині чавунної плити щодо поздовжньої осі об'єкта випробувань (коробки передач) для імітації його вібронавантаження.

Вибирається кут повороту електродвигуна щодо центру карданного шарніра 6. Від кута залежить закон зміни кутової швидкості первинного вала коробки передач, що визначається залежністю

$$\omega_{KP} = \omega_{ED} \frac{\cos \gamma}{\sin^2(\omega_{ED} t) + \cos^2(\omega_{ED} t) \cos^2 \gamma}, \quad (36)$$

де ω_{ED} – кутова швидкість вала електродвигуна, що підтримується постійною за величиною ($\omega_{ED} = const$); t – час.

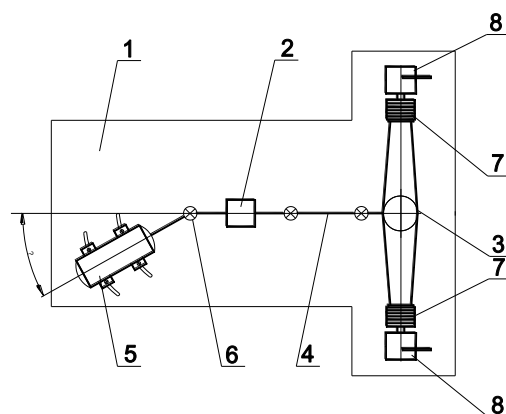
Запропонований стенд для визначення ефективної потужності двигуна моделює не тільки навантажувальний момент на колінчастому валу але і наведену масу автотранспортного засобу, а отже, і нерівномірність ходу вала двигуна, що відповідає реальній нерівномірності для умов його експлуатації.

Стенд для визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі включає в себе підвішену на канатах з можливістю коливального кутового переміщення вантажну платформу, на якій встановлений випробовуваний автомобіль. Відрізняється тим, що між автомобілем і вантажною платформою встановлена додаткова платформа, виконана у вигляді двоплечового важеля, вісь повороту якого горизонтальна і перетинається з віссю обертання вантажної платформи під прямим кутом. На рисунку 6 показана схема установки автомобіля на додаткову платформу під час підготовки та проведенні випробувань.

Недоліком відомого технічного рішення є те, що в разі установки випробовуваного автомобіля, на вантажну платформу не забезпечується збіг вісі обертання вантажної платформи і центральної вертикальної осі автомобіля. При цьому виникає похибка визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної вісі, що дорівнює

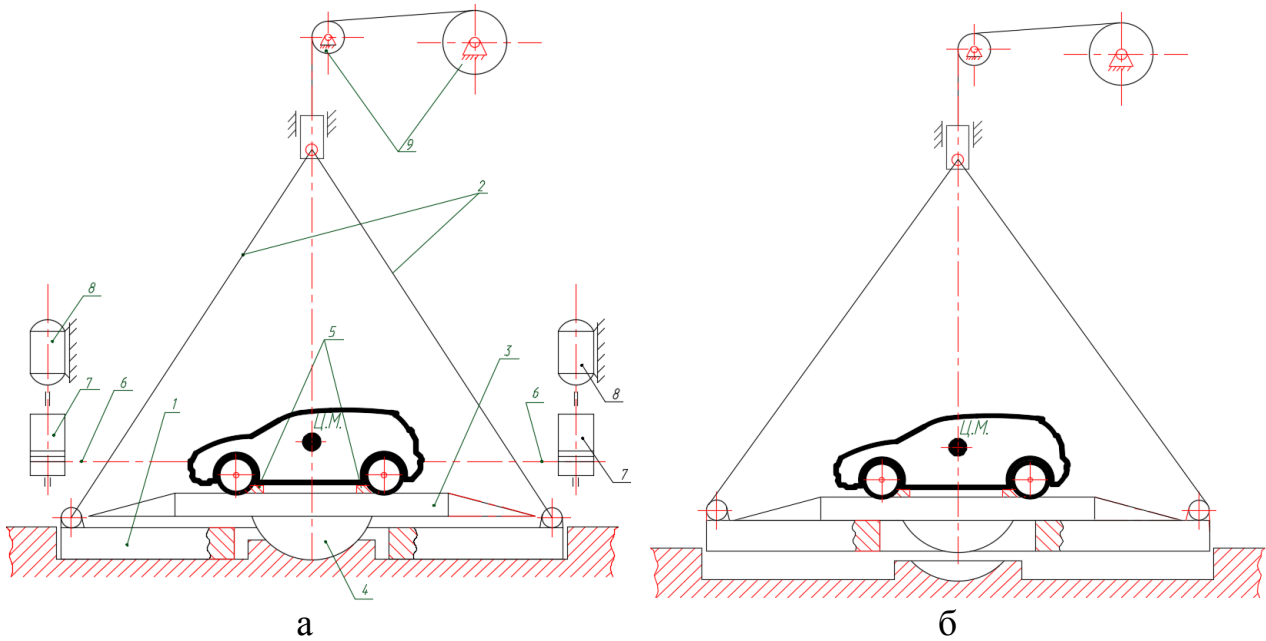
$$\Delta I_z = \Delta^2 \times m_a, \quad (37)$$

де Δ – відстань між віссю обертання і центральною вертикальною віссю автомобіля.



- 1 – монтажна плита стенда; 2 – коробка передач транспортного засобу;
 3 – задній міст транспортного засобу; 4 – ведений карданний вал;
 5 – приводний електродвигун; 6 – ведучий карданний вал; 7 – махові маси;
 8 – балансірні машини

Рисунок 5 – Кінематична схема інерційного стенду для випробувань трансмісії автомобілів



а – підготовка випробувань.; б – проведення випробувань.

Рисунок 6 – Схема установки додаткової платформи на вантажній платформі під час підготовки та проведенні випробувань.

Отже, запропонований стенд дозволяє зменшити похибку визначення центрального моменту інерції автомобіля щодо вертикальної осі.

Репрезентовані у п'ятому розділі методи і засоби проведення випробувань на стенді автомобілів та їхніх агрегатів дозволяють покращити динамічні характеристики моторно-трансмісійних установок, гальмівних механізмів та інших агрегатів на етапі підготовки виробництва і проведення випробувань.

У шостому розділі зосереджено увагу на результатах експериментальних досліджень аеродинамічних властивостей легкових автомобілів. У процесі експериментальних досліджень здійснювалася перевірка теоретичних положень, що відносяться до визначення коефіцієнта аеродинамічного опору автомобіля. Дорожні випробування проводилися на легкових автомобілях "Toyota Corolla E110", ВАЗ-2107, ВАЗ-2110, ВАЗ-2111, ВАЗ-2121, ВАЗ-2115, ЗАЗ-1103 "Славута", ВАЗ-2170 "Приора", "Daewoo Lanos" у стандартному виконанні.

Вимірювальний комплекс, що включає трикоординатні датчики прискорень і бортовий комп'ютер, уможливив визначити значення C_x , що відповідають різним швидкостям руху досліджуваних легкових автомобілів. Нами було визначено середнє арифметичне значення показника ступеня n_{cp} і коефіцієнта A_{wcp} , що змінювалися залежно від швидкостей руху V_a автомобіля (див. таблицю 2).

На рисунку 7 подано графік залежності $C_x(V_a)$ для всіх досліджуваних легкових автомобілів. Близькість кривих та характер їхнього проходження свідчить про точність проведення та обробки результатів експериментальних досліджень.

Вид кривих $C_x(V_a)$ на рисунку 7 дозволяє зробити висновок про те, що

легкові автомобілі з типом кузова універсал (ВАЗ-2111 і ВАЗ-2121) мають найбільш високі значення C_x .

Таблиця 2 – Середнє арифметичне значення показника ступеня n_{cp} і коефіцієнта A_{wcp} для досліджуваних легкових автомобілів

Марка автомобіля	A_{wcp}	Показник ступеня n_{cp}
Ваз-2170 «Приора»	3,60484	0,977252
Ваз-2110	2,697116	0,877632
Ваз-2111	11,41	1,298592
Ваз-2115	8,000009	1,124172
Ваз-2121	5,401333	0,947272
ЗАЗ-1103 «Славута»	3,837434	1,151153
Toyota Corolla E110	2,385834	0,903548
Daewoo Lanos	1,822555	0,808

Проведені експериментальні дослідження 9 моделей легкових автомобілів методом вибігу з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу та обробки результатів методом парціальних прискорень дозволили визначити взаємозв'язок між формою кузова та параметрами аеродинамічного опору.

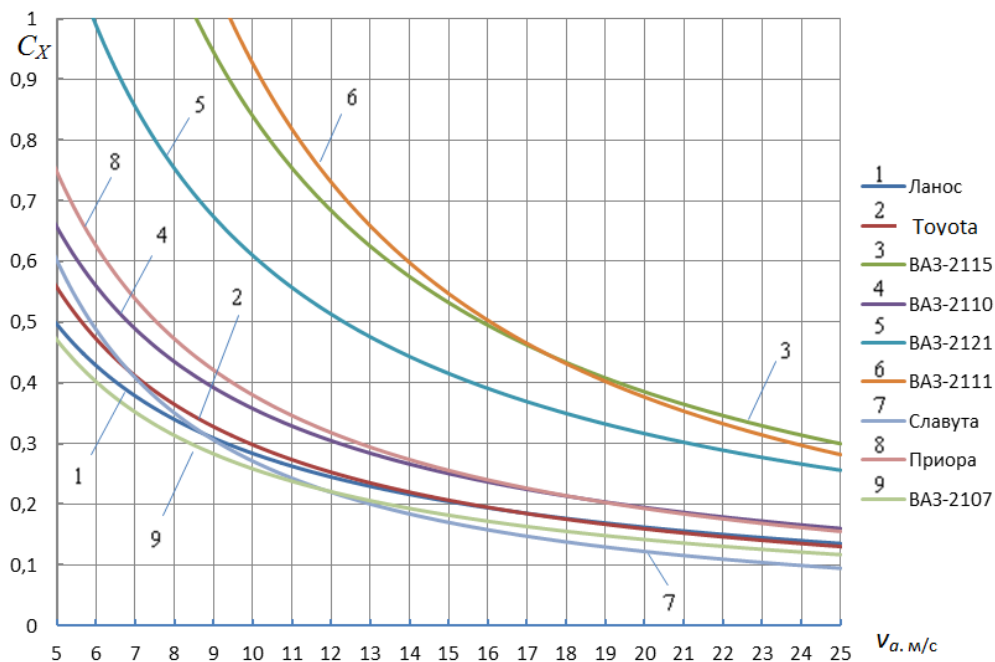


Рисунок 7 – Залежність від швидкості V_a коефіцієнта аеродинамічного опору C_x досліджуваних легкових автомобілів

У цьому розділі репрезентовано результати дослідження енергетичних та динамічних показників за допомогою удосконаленого методу визначення аеродинамічного опору автомобіля. Проведено оцінку того, наскільки буде відрізнятися дійсне значення C_x , що залежить від швидкості руху автомобіля, від значень, представлених заводами-виробниками. Узагальнення отриманих результатів випробування 11 моделей легкових і вантажних автомобілів (досліджених раніше) уможливило дати практичні рекомендації щодо уточнення на стадії проектування залежності зміни від швидкості сили лобового аеродинамічного опору.

У низці експериментальних і теоретичних досліджень зафіксовано зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору. Зробимо припущення про те, що автори ряду досліджень за великих швидкостей руху автомобіля продовжують використовувати квадратичну залежність аеродинамічної сили від швидкості. У відомих роботах учених з аеродинаміки з цього приводу є теза, що: беручи всюди закон квадратів, слід ставити коефіцієнт C_x залежно від швидкості V_a^n . Там же маємо твердження, що закон квадратів за швидкостей від 20 м/с до 80 м/с добре виправдовується. Якщо продовжувати використовувати закон квадратів, при $V_a > 80$ м/с, то вираз для визначення сили аеродинамічного опору слід записати у такому вигляді

$$P'_W = \frac{C_x V_a}{2} \rho F V_a^2 = \frac{C'_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (38)$$

де C'_x – умовний коефіцієнт лобового аеродинамічного опору при $V_a > 80$ м/с і використанні квадратичної залежності $P'_W(V_a)$,

$$C'_x = C_x \cdot V_a = \frac{A_w}{V_a^{n-1}}. \quad (39)$$

Аналіз залежності (39) показує, що за швидкості руху автомобіля $V_a > 80$ м/с, якщо $n > 1$, то величина C'_x буде зменшуватися зі зростанням швидкості V_a руху. Якщо ж $n < 1$, то величина C'_x зі зростанням швидкості V_a руху автомобіля буде збільшуватися.

Розглянемо на прикладі двох автомобілів ЗАЗ-1103 і "Daewoo Lanos", що мають $n=1,151$ і $n=0,808$, відповідно, характер зміни коефіцієнта C'_x за швидкостей $V_a > 80$ м/с (рис. 8). Аналіз характеру протікання графіків на рисунку 9 показує, що при $V_0 > 80$ м/с умовний коефіцієнт лобового аеродинамічного опору C'_x для "Daewoo Lanos" зростає зі зростанням швидкості, а для ЗАЗ-1103 – зменшується. Це пояснюється тим, що в першому випадку $n < 1$, а в другому – $n > 1$. Отже, нами запропонована гіпотеза, що дозволяє пояснити причину зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору руху за швидкостей понад 80 м/с.

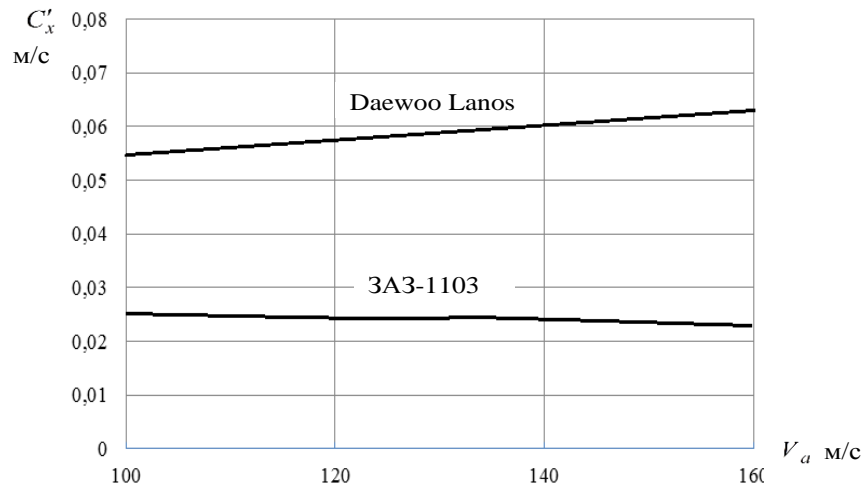


Рисунок 8 – Залежність $C'_x(V_a)$ при $V_a > 80$ м/с

У науковій розвідці нами запропоновано метод оцінювання ефективності збільшення максимальної потужності двигуна під час модернізації в процесі серійного виробництва, в основу якого покладено метод розрахунку аеродинамічного опору руху автомобіля. Ефективність указаної модернізації оцінювалась за взаємозв'язком між відносним збільшенням максимальної потужності двигуна та відносним збільшенням максимальної швидкості автомобіля.

Через тривале виготовлення легкових автомобілів конкретної моделі виникає необхідність збільшення їхньої максимальної конструктивної швидкості руху та максимальної ефективної потужності двигуна. Аналіз тягово-швидкісних характеристик багатьох модернізованих у процесі виробництва легкових автомобілів доводить, що при установці більш потужного двигуна максимальна швидкість руху визначається неточно, очевидно, з використанням старої методики визначення аеродинамічного опору при $C_x = const$. На особливу увагу заслуговує оцінка підвищення ефективної потужності двигуна $\Delta N_{e \max}$ під час модернізації легкового автомобіля з метою збільшення максимальної конструктивної швидкості руху. Ця оцінка є оцінкою адаптивної властивості легкового автомобіля до модернізації. Таким чином, баланс потужностей автомобіля після проведення модернізації буде мати такий вигляд:

$$N_{w \max} + \Delta N_{w \max} = \frac{A_w}{2} \rho F (V_{a \max} + \Delta V_{a \max})^{3-n}, \quad (40)$$

де $\Delta V_{a \max}$ – розрахункове прирощення максимальної конструктивної швидкості після модернізації автомобіля;

$V_{a \max}$ – максимальна конструктивна швидкість до модернізації автомобіля.

Рівняння (40) приведемо до вигляду

$$\begin{aligned} \Delta N_{w \max} &= N_{w \max} \left(1 + \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}} \right)^{3-n} - \\ - N_{w \max} &= N_{w \max} \left[\left(1 + \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}} \right)^{3-n} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (41)$$

Поділивши ліву та праву частини рівняння (41) на $N_{w \max}$, отримаємо

$$\delta N_{e \max} = (1 + \delta V_{a \max})^{3-n} - 1, \quad (42)$$

де $\delta V_{a \max}$ – відносне збільшення максимальної конструктивної швидкості автомобіля після модернізації, $\delta V_{a \max} = \frac{\Delta V_{a \max}}{V_{a \max}}$; $\delta N_{e \max}$ – відносне збільшення максимальної ефективної потужності двигуна після модернізації, $\delta N_{e \max} = \frac{\Delta N_{e \max}}{N_{e \max}}$.

Аналіз залежності (42) доводить, що за одного і того ж відносного збільшення максимальної конструктивної швидкості $\delta V_{a \max}$ автомобіля відносне збільшення максимальної ефективної потужності двигуна $\delta N_{e \max}$ буде тим менше, чим більше значення показника ступеня n за швидкості V_a .

У дослідженні проведено оцінку потенційних показників автомобіля з урахуванням удосконаленого методу розрахунку аеродинамічних характеристик. Існуюча методика вибору максимальної ефективної потужності двигуна на етапі проєктування ґрунтується на визначенні потужності опору руху на максимальній швидкості автомобіля.

$$N_{e \max} = \frac{N_{w \max}}{\eta_{\text{тр} \max} \frac{N_{f \max}}{N_{e \max}}} = \frac{\frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{3-n}}{\eta_{\text{тр} \max} \frac{m_{\text{пг}} g \psi V_{a \max}}{N_{e \max}}}. \quad (43)$$

Максимальну швидкість руху автомобіля визначимо з виразу (43)

$$V_{a \max} = \sqrt[3-n]{\frac{2 N_{e \max} (\eta_{\text{тр}} \frac{m_{\text{пг}} g f}{P_{\text{КВ}}})}{A_w \rho F}}. \quad (44)$$

Під час модернізації автомобіля шляхом збільшення максимальної конструктивної швидкості необхідно зменшувати передавальне число трансмісії на вищій передачі. В цьому випадку передавальне число трансмісії на вищій передачі для модернізованого автомобіля може бути визначено як

$$u''_{\text{трв}} = u'_{\text{трв}} \frac{V'_{\text{amax}}}{V''_{\text{amax}}}, \quad (45)$$

де V''_{amax} – максимальна конструктивна швидкість автомобіля після модернізації,

$$V''_{\text{amax}} = V'_{\text{amax}} + \Delta V_{\text{amax}}. \quad (46)$$

$u'_{\text{трв}}$ – передавальне число трансмісії на вищій передачі до модернізації автомобіля.

Передавальне число трансмісії на вищій передачі після модернізації автомобіля

$$u''_{\text{трв}} = u''_{\text{кв}} \cdot u''_{\text{ркв}} \cdot u''_{\text{гп}}, \quad (47)$$

де $u''_{\text{кв}}$; $u''_{\text{ркв}}$; $u''_{\text{гп}}$ – передавальні числа коробки передач на вищій передачі, роздавальної коробки на вищій передачі, головної передачі після модернізації автомобіля.

Під час модернізації шляхом зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі можна зменшувати будь-яке з зазначених вище передавальних чисел ($u''_{\text{кв}}$; $u''_{\text{ркв}}$; $u''_{\text{гп}}$). На практиці це виконують найбільш простим шляхом – уведенням пришвидшувальних передач у коробку передач. Отримані результати свідчать про те, що напрямок модернізації автомобілів, пов'язаний з установкою більш потужних (в тому числі форсованих) двигунів, є неефективним.

Розглянемо принцип модернізації на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103, побудований на врахуванні запасу максимально допустимої за умовою опору руху швидкості автомобіля. Припустимо, що в результаті зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі будуть отримані ті ж максимальні конструктивні швидкості руху, що і під час збільшення потужності двигуна. Аналіз результатів оцінки енергоефективності автомобіля ЗАЗ-1103 після модернізації дозволяє зробити такі висновки:

- за однакового збільшення максимальної конструктивної швидкості автомобіля, модернізація шляхом збільшення максимальної ефективності потужності двигуна призводить до зниження енергоефективності автомобіля, а модернізація шляхом зменшення передавального відношення трансмісії – збільшення енергоефективності (таблиця 3);

- модернізація автомобіля зі збільшенням максимальної конструктивної швидкості за рахунок зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі від 2,847 до 2,58 уможливить у 1,41 рази збільшити енергоефективність автомобіля ЗАЗ-1103 «Славути»;

- при передбачуваному способі модернізації прийомистості автомобіля в

міських умовах можна підвищити за рахунок зменшення передавального числа трансмісії на вищій передачі.

Таблиця 3 – Оцінка енергетичної ефективності автомобілів ЗАЗ-1103 після можливої модернізації зі зменшенням передавального числа трансмісії $u_{\text{трв}}$ на вищій передачі

№ з/п	Модель автомобіля	Рік випуску	N_{emax} , кВт	V'_{amax} , км/ч	V''_{amax} , км/ч	$u''_{\text{трв}}$	$W''_{\text{кв}}$, кДж	Енергоефективність кДж/кВт	
								E'_W	E''_W
1	ЗАЗ-1103 1.1	1999	37,5	145	145	2.847	7962,2	25,653	25,653
2	ЗАЗ-1103. 1.2 мт	1999		145	147	2.808	989,0	23,000	26,373
3	ЗАЗ-1103 1.2 i	2006		145	153	2.698	1071,4	23,333	28,571
4	ЗАЗ-1103 1.3 i	2002		145	160	2.580	1171,4	22,133	31,237

Зниження розрахункових значень витрат потужності двигуна на подолання максимального аеродинамічного опору A_w дозволяє покращити процес оцінювання показника енергетичної ефективності автомобіля. У таблиці 4 подані значення показника енергоефективності E_w , отримані для 9-ти випробуваних на аеродинаміку легкових автомобілів за їх паспортними даними.

Таблиця 4 – Показники енергоефективності E_w 9-ти випробуваних моделей легкових автомобілів

№ з/п	Модель автомобіля	N'_{emax} , кВт	V'_{amax} , км/год	m_p , кг	$W_{\text{кін}}$, кДж	E'_W , кДж/кВт
1	Daewoo Lanos	63,000	172	1595	1814,864	28,807
2	Toyota Corolla E110	80,882	195	1625	2376,562	29,383
3	ВАЗ-2110	69,118	185	1525	2007,4279	29,043
4	ВАЗ-2115	58,823	165	1450	1518,3173	25,812
5	ВАЗ-2121	53,700	132	1550	1038,738	19,343
6	ЗАЗ-1103	43,000	147	1190	989,027	23,000
7	ВАЗ-2111	66,176	175	1530	1802,163	27,233
8	ВАЗ-2170	72,059	183	1578	2032,525	28,206
9	ВАЗ-2107	71,000	145	1430	1156,375	16,287

Аналіз результатів розрахунку, поданих у таблиці 4, доводить що показники енергоефективності 9-ти розглянутих моделей легкових автомобілів знаходяться в межах від 16,284 кДж/кВт до 29,383 кДж/кВт. Слід зазначити, що більш високі значення показника енергоефективності E'_W мають сучасні автомобілі закордонного виробництва, а більш низькі – старі автомобілі

радянського виробництва. Найнижчий показник енергоефективності у автомобіля ВАЗ-2107 ($E'_w=16,287$ кДж/кВт). Український автомобіль ЗАЗ-1103 має значення E'_w , що знаходиться в середині інтервалу ($E'_w = 23,0$ кДж/кВт). Але вказаний автомобіль, завдяки модернізації за рахунок зменшення додаткового числа трансмісії на вищій передачі (див. таблицю 4), може мати показник енергоефективності $E'_w = 31,237$ кДж/кВт, тобто в 1,36 рази вище.

Проведено оцінку реалізації потенційних можливостей за показником енергоефективності 9-ти досліджуваних легкових автомобілів. Рівняння балансу потужності під час руху автомобіля на максимальній розрахунковій (за конструктивною особливістю) швидкості за реалізації максимальної ефективної потужності має вигляд

$$N_{emax}'' = \frac{m_{\Pi} \cdot V_{amax}^2}{2\eta_{TP}} \left(\frac{2gf}{V_{amax}} + \frac{A_w \cdot \rho F}{m_{\Pi}} V_{amax}^{1-n} \right). \quad (48)$$

Відповідно до співвідношення виразу (48) визначаємо потенційно можливе значення показника енергоефективності автомобіля

$$E_w'' = \frac{\eta_{TP}}{2gf} \cdot \frac{V_{amax}}{1 + \frac{A_w \cdot \rho F}{2gf m_{\Pi} V_{amax}^{2-n}}}. \quad (49)$$

Зіставляючи значення максимально ефективної потужності двигунів, встановлених на 9-ти досліджуваних легкових автомобілях, і необхідну за умови подолання аеродинамічного опору A_w на максимальній швидкості V_{amax} , можна зробити висновок про те, що остання значно менша. Тут можна заперечити, що, знижуючи максимальну ефективну потужність двигуна N_{emax}'' , ми погіршуємо динаміку розгону. Це справедливо заперечення, однак під час розгону на відносно малих швидкостях руху можна збільшити передавальні числа проміжних передач.

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження запропонована науково-методична база формування функціональних (динамічних) властивостей автотранспортних засобів на етапі проєктування та модернізації.

1. Проведений аналіз джерел науково-технічної інформації доводить, що теоретична база забезпечення високої якості АТЗ на етапі проєктування АТЗ застаріла і має низку недоліків, які не дозволяють домогтися високої конкурентоспроможності вітчизняних виробів на світовому ринку. Потребують удосконалення методи прогнозування показників динамічних властивостей на етапі проєктування і кваліметричної їх оцінки під час постановки на виробництво та за тривалої експлуатації виробу.

2. Проведені дослідження дозволили запропонувати вдосконалену класифікацію основних властивостей автомобіля, що дає уможливити більш повно оцінювати якість і забезпечувати вимоги до показників динамічних властивостей. Найбільш важливими динамічними властивостями автомобіля як механічної системи є стійкість і керованість, що забезпечують активну безпеку. На етапі проєктування, для визначення показників стійкості і керованості найбільшою складністю є оцінка моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі. Уточнена формула ймовірнісного розрахунку радіусу інерції дозволяє зменшити похибку від 21-27% до 5%. Це дало можливість зменшити похибку визначення моменту інерції відносно вертикальної осі автомобіля від 46-61% до 10%. Для визначення моменту інерції відносно вертикальної осі дослідних зразків автомобілів запропоновано схему стенда, що уможливорює зменшення похибки позиціонування машини під час проведенні випробувань.

3. Запропонований новий вид контрольних випробувань – контрольні випробування на стабільність функціонування, завдяки чому можна провести оцінку якості АТЗ не тільки на етапі визначальних випробувань при постановці на виробництво, але і за результатами оцінки динамічних властивостей у процесі тривалої експлуатації. У разі контрольних випробуваннях на стабільність функціонування показниками і критеріями оцінки повинні бути швидкості зміни параметрів, що контролюються у часі (чи залежно від пробігу).

4. Розроблений метод і отримані аналітичні вирази дозволяють на етапі попереднього проєктування здійснювати вибір максимальної конструктивної швидкості руху, максимальної ефективної потужності двигуна, визначати показники динамічних властивостей автомобіля, на основі глибокого прогнозу зростаючих вимог суспільства. Глибина прогнозу визначається часом проєктування, постановкою на виробництво, терміном випуску і служби конкретної моделі автомобіля.

5. Нормування показників прискорення й уповільнення для автомобілів, що надходять в експлуатацію, і перебувають у тривалій експлуатації повинні відрізнятися. Для нових автомобілів під час проєктування потрібно створювати певний «запас» за нормативними показниками динамічних властивостей.

Проведена оцінка мінімально допустимих середніх сталих уповільнень дозволила визначити, що АТЗ категорії M_1 ; N_2 і N_3 повинні мати запас при визначенні нормативних значень в межах від 10% до 14%. Для автомобілів категорії M_2 ; M_3 і N_1 необхідно або підвищити рівень нормативних значень для нових машин, або знизити зазначений рівень для АТЗ, що перебувають в експлуатації.

6. Використання методу оцінки за допомогою ентропії дало змогу визначити, що в наш час досягнута гранична ефективність гальмування за умовами зчеплення коліс з дорогою. Урахування тенденцій зростання максимальних конструктивних швидкостей легкових автомобілів дозволило також прогнозувати енергонавантаженисть та енергоємність гальмівних механізмів і вимог до цих показників.

7. Запропоновані методи і засоби проведення випробувань на стенді автомобілів та їхніх агрегатів дозволяють покращити динамічні характеристики моторно-трансмісійних установок, гальмівних механізмів та інших агрегатів на етапі підготовки виробництва і проведення випробувань. Конструкції стендів дозволяють змінювати модельовані параметри, що важливо під час модернізації автомобілів у процесі виробництва.

8. Проведені експериментальні дослідження 9 моделей легкових автомобілів методом вибігу з використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу та обробки результатів методом парціальних прискорень дозволили визначити взаємозв'язок між формою кузова та параметрами аеродинамічного опору. У більшості автомобілів коефіцієнт A_W знаходиться у межах $1,8-11,41 \text{ (м/с)}^n$, а показник ступеня n – у межах $0,808-1,299$. При цьому для легкових автомобілів, що мають форму кузова "седан" $0,8 \leq n \leq 0,9$, а A_W знаходиться в межах від $1,820 \text{ (м/с)}^n$ до $8,000 \text{ (м/с)}^n$. Для легкових автомобілів, що мають форму "універсал" $0,947 \leq n \leq 1,299$ і A_W знаходиться в межах від $5,401 \text{ (м/с)}^n$ до $11,410 \text{ (м/с)}^n$. Для прикладу, вантажні автомобілі 5-го класу мають $n=0,908$ і $A_W=1,177 \text{ (м/с)}^n$, а вантажні автомобілі 6-го класу – $n=1,403$ та $A_W=1,563 \text{ (м/с)}^n$.

9. Визначення аеродинамічного опору за допомогою запропонованої залежності дозволило отримати взаємозв'язок між підвищенням максимальної потужності двигуна під час модернізації та підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля. На прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 "Славута", що кілька разів проходив таку модернізацію, підтверджено адекватність отриманої аналітичної залежності. Ймовірність співпадіння аналітичних та статистичних результатів складає $p = 0,6$.

10. Запропонована гіпотеза, що пояснює зростання коефіцієнта лобового аеродинамічного опору за високих швидкостей руху автомобіля, і ґрунтується на припущенні того, що автори багатьох досліджень при $V_a > 80 \text{ м/с}$ продовжують використовувати квадратичну залежність аеродинамічної сили від швидкості. При $n > 1$ і $V_a > 80 \text{ м/с}$ еквівалентний (який приймався зазначеними авторами) C_x' зі зростанням швидкості зменшується, а при $n < 1$, навпаки зростає.

11. Модернізація легкових автомобілів за рахунок зменшення передатних відношень трансмісії на вищих передачах, що визначено на прикладі 9-ти моделей, дозволяє збільшити у 2-3 рази енергоефективність за зменшення потрібної максимальної ефективної потужності двигуна.

Проведений на прикладі автомобіля ЗАЗ-1103 аналіз зміни його енергоефективності після модернізації дозволяє зробити такі висновки:

– підвищення потужності двигуна призводить до зменшення енергоефективності, а зменшення передатного значення трансмісії на вищій передачі від 2,847 до 2,231 дозволяє у 2,5 рази підвищувати енергоефективність

при збільшенні його максимальної конструктивної швидкості;

– у разі зниження передатного числа трансмісії на вищій передачі, для забезпечення прийомистості автомобіля у міських умовах можливе підвищення передатних чисел коробки передач на проміжних передачах.

12. Результати проведеного дослідження прийняті до використання на наступних підприємствах і в організаціях: ПАТ "АвтоКрАЗ", ПрАТ "Спецбудмаш", АТ "Харківський тракторний завод", ННЦ "УМЕСГ", ДП "ХЗСМ".

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М. А. Кваліметрія, стандартизація і унифікація тормозного управління колесних машин: монографія / М. А. Подригало, В. П. Волков, Ю. В. Тарасов и др. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.

2. Подригало М. А. Обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних характеристик автомобілів та бойових машин Національної гвардії України: монографія за редакцією М. А. Подригало, О. С. Полянського / М. А. Подригало, С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, Ю. В. Тарасов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.

3. Тарасов Ю. В. Результаты дорожных испытаний легковых автомобилей с различными сочетаниями тормозных накладок на передней и задней оси / Ю.В. Тарасов, В. Н. Павленко // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – 2007. – № 60. – С. 195-201.

4. Тарасов Ю. В. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, М. В. Байцур, Д. М. Клец // Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник. – 2008. – №2(7). – С. 5–13.

5. Тарасов Ю. В. Динамическая стабилизация курсового угла автомобиля при заносе путем поворота управляемых колес / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. А. Бобошко, Д. М. Клец // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2008. – Выпуск 16 – С. 61–64.

6. Тарасов Ю. В. Статистичний аналіз коефіцієнтів стабільності гальмівних механізмів легкових автомобілів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Український метрологічний журнал. – 2010. – № 2. – С. 28–31.

7. Тарасов Ю. В. Кваліметрія тормозних свойств легкового автомобиля второго класса с различными тормозными накладками на диагностической станции ПДС-Л / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Ю. В. Горбик, В. А. Зуев, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2011. – №5 (159) Частина 1. – С. 280–285.

8. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин //

Автомобильный транспорт. – 2011. – Выпуск 29. – С. 114–116.

9. Тарасов Ю. В. Достижение достоверности результатов испытаний пар трения тормозных механизмов / М. А. Подригало, В. С. Шеин, А. И. Коробко, В. С. Шеин // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – 2011. – №1. – С. 128–132.

10. Тарасов Ю. В. Застосування методу парціальних прискорень для визначення енергонавантаження автомобіля, що гальмує / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – 2012. – №1. – С. 59–64.

11. Тарасов Ю. В. Повышение точности оценки энергонагруженности тормозных механизмов легковых автомобилей при испытаниях тип 1 / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2013. – Выпуск 40 – С. 33–37.

12. Тарасов Ю. В. Оцінювання придатності (валідація) випробувального устаткування / Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, А. І. Коробко, О. С. Костенко, Ю. А. Радченко // Метрологія та прилади, Науково-виробничий журнал. – 2014. – № 3. – С. 48–55.

13. Тарасов Ю. В. Совершенствование требований к качеству автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, С. А. Соколовский. // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України – 2014. – № 2(24) – С. 5 – 8.

14. Тарасов Ю. В. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, В. М. Ефимчук // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: Вестник НТУ «ХПИ». – 2015 № 10. – С. 28–37.

15. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений при оценке энергонагруженности тормозов в процессе дорожных испытаний / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенко – 2015. – № 60 – С. 575 – 581.

16. Тарасов Ю. В. Применение линейных акселерометров для оценки динамических свойств при испытаниях автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Труды Таврического государственного агротехнологического университета. – Вып.4. – 2015. – С. 44 – 51.

17. Тарасов Ю. В. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, А. И. Коробко, Р. О. Кайдалов, А. И. Никорчук // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – № 60. – С. 20 – 31.

18. Тарасов Ю. В. Определение предельных нормативных показателей тормозной динамичности транспортных средств / Ю. В. Тарасов // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. - Полтава, ПолтНТУ, 2016. – Вип. 2(47). - С. 37–44.

19. Тарасов Ю. В. Energy assessment of the dynamism and economy of cars / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Д. М. Клец, Н. М. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов, В. И. Гацько, А. С. Мазин, А. В. Литвинов, М. В. Барун / / -

"Восточно-Европейский журнал передовых технологий" № 5/7 (89) 2017 –с. 58–64. (Scopus).

20. Тарасов Ю. В. Вдосконалення класифікації видів випробувань колісних машин/ Ю. В. Тарасов //Науковий журнал Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів –Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенко, 2017. – Вип. 10. – С. 76–80.

21. Тарасов Ю. В. Development of the method for estimating the inertia radius relative to the vertical axis of the car / Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, А. И. Коробко, Е. А. Дубинин, М. В. Байцур // - Journal of engineering sciences – Суми, СумДу, 2017. – Вип. 4. – С. 12–16.

22. Yu. Tarasov. Synthesis of energy-efficient acceleration control law of automobile/ М. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, O. Lytvynov / Eastern-european journal of enterprise technologies. –Kh.: Eastern-european journal of enterprise technologies, 2018. –1/7(91). PP. 62–70. (Scopus).

23. Тарасов Ю. В. Улучшение качества автомобилей совершенствованием методов их испытаний / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, И. А. Радченко // Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – 2018. – № 75. – С. 40-48.

24. Тарасов Ю. В. Применение метода парциальных ускорений для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал.– Луцьк: Луцький НТУ, 2019.–№1(12).–С. 211-216

25. Тарасов Ю. В. Энергетическая эффективность автомобилей и методы ее оценки / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин, И. А. Радченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2019. – Вип. 15. – С. 236-248.

26. Тарасов Ю. В. Оценка управляемости полноприводного автомобиля при установленном повороте / М. А. Подригало, А. А. Кашканов, А. А. Морозов, Ю. В. Тарасов, Н. Н. Потапов, В. М. Биша // «Вісник Машинобудування та транспорту» (ВНТУ). – 2019. – Выпуск 2(10). – С. 81–88.

27. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Літвінов О. В, Кудімов С. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І. Удосконалення методу експериментально-теоретичного визначення параметрів аеродинамічного опору руху автомобіля. /Наукове видання. Збірник наукових праць НАНГУ. – 2019– Вип. 1 (33). – С. 20–30.

28. Тарасов Ю. В. Определение показателей и критериев функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Автомобильный транспорт. – 2019. – Выпуск 45. – С. 114–116.

29. Тарасов Ю. В. Прогнозирование требований к эффективности торможения автомобилей/ Ю. В. Тарасов, М. А. Подригало, Е. М. Гецович // – «Вісник сумського національного аграрного університету» – Суми, СНАУ,

2019. - Вип. 2(36).– С. 37–41.

30. Yu. Tarasov. Improvement of the method for assessing the energy load of vehicle/ М. Podrigalo , D. Abramov, Yu. Tarasov, M. Kholodov // Proceedings of International Scientific Conference «Current Problems of Transport 2019»–Т.: Current Problems of Transport 2019, 2019. –1/7(91). PP. 63-70. (Web of Science Core Collection).

31. Тарасов Ю. В. Прогнозування динамічних властивостей автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, // Збірник наукових праць Національної академії національної гвардії України– 2019. – № 2(24) – С. 29 – 34.

32. Тарасов Ю. В. Оцінка питомої потужності двигуна при проектуванні автотранспортних засобів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, О. С. Драгун, І. А. Радченко, С. С. Лукашенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Науковий журнал. – Харків, ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2020. – Вип. 15. – С. 236-243.

33. Yu. Tarasov. Improvement of the Assessment Methods for the Braking Dynamics with ABS Malfunction / М. Podrigalo, I. Gritsuk, D. Klets, O. Sirgiyenko, O. Soloviov, V. Hatsko, M. Baitsur, Yu. Tarasov, N. Bulgakov, A. Golovan, V. Savchuk, A. Ahieiev, T. Bilousova // I. et al SAE Technical Paper 2018-01-1881, 2018 , doi: 10.4271/2018-01-1881. (Scopus).

34. Yu. Tarasov. The improvement brake`s qualities of the car by developing the method of the choosing frictional pairs of the brakes mechanisms / М. Podrigalo, М. Kholodov, D. Klets, A. Turenko, V. Bogomolov, V. Hatsko, A. Molodan, Yu. Tarasov, V. Rudzinskiy, M. Aloksa, // I. et al SAE Technical Paper 2019-01-2145, 2019 , doi: 10.4271/2019-01-2145. (Scopus).

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

35. Тарасов Ю. В. Новое в теории торможения автомобилей и тракторов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. В. Байцур, В. И. Назаров, М. П. Холодов, В. С. Шеин // Сборник научных материалов Международной очно-дистанционной научно-практической конференции «Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических комплексов», 18-20 апреля 2012 г. – Сургут 2012. – С. 60.

36. Тарасов Ю. В. Классификация стендов для испытания сменных тормозных колодок в сборе / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Прогресивні напрямки розвитку машиноприладобудівних галузей і транспорту»: матеріали Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих учених, 17-19 травня 2011р. – Севастополь, 2011. – С. 48–49.

37. Тарасов Ю. В. Определение составляющих энергетического баланса автомобиля при торможении / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : всеукраїнська науково-практична конференція. – Донецьк, 2011.– С. 31.

38. Тарасов Ю. В. Оцінка енергонавантажених гальмівних механізмів / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей V-ої науково-технічної конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки сухопутних військ» Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного, 15-17 травня 2012 р. – Львів 2012 р. – С. 65.

39. Тарасов Ю. В. Оценка повышения точности определения показателей энергонагруженности тормозных механизмов / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі» : II всеукраїнська науково-практична конференція. 18-19 вересня 2013 р. – Донецьк, 2013. – С. 47–49.

40. Тарасов Ю. В. Влияние фрикционной неустойчивости колодок передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеин // «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» : матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. 16-17 квітня 2013 р. – Харків, 2013. – С. 148–149.

41. Тарасов Ю. В. Підвищення точності випробувань на ефективність гальмівними механізмами колісних машин / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України»: п'ята науково-практична конференція Академії внутрішніх військ МВС України, 28 березня 2013 року : тези доповідей. – Харків, 2013. – С. 97–98.

42. Тарасов Ю. В. Оцінка впливу точності вимірювання швидкості і маси автомобіля на точність непрямих вимірювань енергії, що поглинається гальмами / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // "Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту": матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – С. 116-118.

43. Тарасов Ю. В. Підвищення надійності військової техніки шляхом оцінки придатності методів сертифікаційних випробувань / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн, М. С. Гулина // Збірник матеріалів наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору» : наукова конференція Харківського університету повітряних сил ім. І. Кожедуба, 8-9 квітня 2015 року : тези доповідей. – Харків, 2015. – С. 514.

44. Тарасов Ю. В. Випробувальний стенд для визначення нерівномірності крутного моменту моторно-трансмісійної установки автотранспортного засобу / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “ Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки ” 30 березня 2017 року : тези доповідей. – НАНГУ, – Харків, 2017. – С. 57-59

45. Тарасов Ю. В. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з позовжнім ухилом /

Ю. В. Тарасов, Д. В. Абрамов, А. І. Коробко, А. О. Молодан // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму. – КІНПАТРІ, – Львів, 2017. – С. 87-88

46. Тарасов Ю. В. Випробування на стабільність функціонування, як новий вид оцінки основних характеристик автомобіля під час його експлуатації / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. В. Патек // ХНАДУ // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 30 жовтня 2017 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2017. – С. 74-76

47. Тарасов Ю. В. Совершенствование оценки характеристик динамических испытаний колесных транспортных средств / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація” 25 травня 2018 року : тези доповідей. – ХНТУСГ, – Харків, 2018. – С. 33-34.

48. Тарасов Ю. В. Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, А. І. Коробко, І. А. Радченко // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 18 жовтня 2018 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2018. – С. 75-76

49. Тарасов Ю. В. Оценка функциональной стабильности тормозных свойств автомобилей / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов // «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація»: збірник тез доповідей науково-практичної конференції, 16 травня 2019 року. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – С. 33-37.

50. Тарасов Ю. В. Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку/ М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, В. С. Шеїн // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців” 16 жовтня 2019 року : тези доповідей. – ХНАДУ, – Харків 2019. – С. 45-46

51. Тарасов Ю. В. Прогнозування максимальної ефективної потужності двигуна / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С. Шеїн // “Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів” 31 жовтня 2019 року : тези доповідей. – НАНГУ – Харків, 2019. – С. 170-171

52. Тарасов Ю. В. Исследование влияния стабильности фрикционных пар передних и задних тормозных механизмов автомобилей на эффективность торможения / М. А. Подригало, Ю. В. Тарасов, М. С. Карчан // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: збірник наукових праць. – 2008. – Випуск 2. – С. 349-355.

53. Тарасов Ю. В. Вдосконалення методики визначення коефіцієнту лобового аеродинамічного опору при вибігу автомобіля/ М. А. Подригало,

Ю. В. Тарасов, І. О. Радченко, В. С. Шеїн // Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та 90-річчю автомобільного факультету «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування», 16-18 вересня 2020 р. – ХНАДУ, – Харків: 2020. – С. 153-55

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

54. Пат. 72709 України, Універсальний інерційний стенд для випробування фрикційних пар гальмових механізмів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 27.08.2012.

55. Пат. 88651 України, Сигнальна реєстраційно-вимірювальна система / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.03.2014.

56. Пат. 101997 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації / Абрамов Д. В., Кайдалов Р. О., Коробко А. І., Нікорчук А. І., Подригало М. А., Тарасов Ю. В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.

57. Пат. 106039 Україна, МПК G01P 15/00, G01P 3/00. Система для вимірювання параметрів руху рухомих об'єктів / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Оліярник Б. О., Власюк П. С.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 201510857; заявл. 06.11.2015; опубл. 11.04.2016, Бюл. № 7.

58. Пат. 109002 України, Стенд для вимірювання стоянкових гальм транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Лебедев С. А., Радченко Ю. А., Шеїн В. С.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 10.08.2016.

59. Пат. 116527, G01L 5/28 України, Стенд для випробування гальмівної системи транспортних засобів / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Туренко О. І., Байцур М. В.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 25.05.2017.

60. Пат. 125513 України, G01P 15/00, Спосіб визначення аеродинамічних параметрів під час вибігу автомобіля / Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Літвінов О. В.; заявник і патентовласник Національна академія національної гвардії України, 10.05.2018.

61. Пат. 141660 України, Інерційний стенд для випробувань трансмісії автомобілів / Байцур М. В., Подригало М. А., Тарасов Ю. В., Коряк О. А., Коробко А. І., Подригало Н. М.; заявник і патентовласник Харків. націон. автомоб.-дорож. універ-т, 29.07.19.

АНОТАЦІЯ

Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (274 – Автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харків, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової проблеми – розробці теоретичної бази для створення методів і засобів забезпечення високого технічного рівня АТЗ на етапі проектування, під час випробувань у процесі постановки на виробництво та за тривалої експлуатації. Розроблено метод оцінки функціональної та параметричної стабільності динамічних властивостей АТЗ за тривалої експлуатації. Для оцінки параметричної стабільності динамічних властивостей запропоновано показник – швидкість змінювання за пробігом параметрів, що характеризують динамічні властивості. Визначено взаємозв'язок між відносним підвищенням максимальної конструктивної швидкості автомобіля після його модернізації в процесі виробництва та потрібним відносним збільшенням максимальної потужності двигуна за змінного коефіцієнта лобового аеродинамічного опору. Визначено вплив аеродинамічних характеристик на показники енергетичної ефективності автомобіля. Отримав подальший розвиток метод оцінки зміни вимог суспільства до гальмівних властивостей АТЗ з огляду на використання ентропії під час визначення граничних можливостей існуючих способів гальмування. Удосконалено метод визначення аеродинамічних параметрів автомобіля за вибігу в дорожніх умовах, що, на відміну від відомих, дозволило уточнити взаємозв'язок між формою кузова легкового автомобіля та коефіцієнтом лобового аеродинамічного опору. Вдосконалено ймовірнісний метод оцінки на стадії проектування моменту інерції автомобіля відносно вертикальної осі, що, на відміну від відомих, дозволяє зменшити похибку визначення. Проведені експериментальні і теоретичні дослідження енергетичних та динамічних показників за допомогою вдосконаленого методу визначення аеродинамічного опору автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, динамічність, функціональна стабільність, випробування автомобіля, попереднє проектування, енергія, прогнозування, парціальні прискорення, аеродинамічні характеристики.

АННОТАЦИЯ

Тарасов Ю.В. Научные основы обеспечения технического уровня автотранспортных средств при проектировании и модернизации. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 «Автомобили и тракторы» (274 – Автомобильный транспорт). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины; Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы – разработке теоретической базы для создания методов и средств обеспечения высокого технического уровня АТС на этапе проектирования, при испытаниях в процессе постановки на производство и при длительной эксплуатации. Разработан метод оценки функциональной и параметрической стабильности динамических свойств АТС при длительной эксплуатации. Для оценки параметрической стабильности динамических свойств предложен показатель – скорость изменения по пробегу параметров, характеризующих динамические свойства. Определена взаимосвязь между относительным повышением максимальной конструктивной скорости автомобиля после его модернизации в процессе производства и нужным относительным увеличением максимальной мощности двигателя при переменном коэффициенте лобового аэродинамического сопротивления. Определено влияние аэродинамических характеристик на показатели энергетической эффективности автомобиля. Получил дальнейшее развитие метод оценки изменения требований общества к тормозным свойствам АТС в направлении использования энтропии при определении предельных возможностей существующих способов торможения. Усовершенствован метод определения аэродинамических параметров автомобиля при выбеге в дорожных условиях, который, в отличие от известных, позволил уточнить взаимосвязь между формой кузова легкового автомобиля и коэффициентом лобового аэродинамического сопротивления. Усовершенствован вероятностный метод оценки на стадии проектирования момента инерции автомобиля относительно вертикальной оси, что в отличие от известных позволяет уменьшить погрешность определения. Проведены экспериментальные и теоретические исследования энергетических и динамических показателей с помощью усовершенствованного метода определения аэродинамического сопротивления автомобиля.

Ключевые слова: автомобиль, динамичность, функциональная стабильность, испытания автомобиля, предварительное проектирование, энергия, прогнозирование, парциальные ускорения, аэродинамические характеристики.

ABSTRACT

Yu. Tarasov Scientific bases of ensuring the technical level of vehicles in the design and modernization. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of technical sciences on a specialty 05.22.02 "Cars and tractors" (274 – Road transport). – Kharkiv

National Automobile and Road University of the Ministry of Education and Science of Ukraine; Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the decision of an actual scientific problem is development of theoretical basis for creation of methods and means of maintenance of a high technical level of vehicle at a design stage, at tests in the course of statement on manufacture and at long operation. A method for estimating the functional and parametric stability of the dynamic properties of vehicle during long-term operation has been developed. To assess the parametric stability of dynamic properties, an indicator is proposed – the rate of change in the process of parameters characterizing the dynamic properties depending on the vehicle mileage. The relationship between the relative increase in the maximum design speed of the car after its modernization in the production process and the desired relative increase in the maximum engine power at a variable coefficient of drag is determined. The influence of aerodynamic characteristics on the energy efficiency of the car is determined. The method of estimating the change in society's requirements for the braking properties of vehicle in the direction of using entropy in determining the maximum capabilities of existing methods of braking has been further developed. The method of determining the aerodynamic parameters of the car when running out in road conditions has been improved, which, in contrast to the known ones, allowed to clarify the relationship between the shape of the car body and the coefficient of drag. The probabilistic estimation method at the design stage of the moment of inertia of the car relative to the vertical axis has been improved, which, in contrast to the known ones, allows to reduce the error of determination. In the work, experimental and theoretical studies of energy and dynamic indicators were carried out using an improved method for determining the aerodynamic resistance of a car.

Key words: car, dynamism, functional stability, car testing, preliminary design, energy, forecasting, partial acceleration, aerodynamic characteristics.

-
- Підписано до друку 05.04.2021 р. Формат 60×84¹/₁₆.
 - Умов. друк. арк. 2,3. Папір офсетний. Наклад 100 прим. Зам. № 173.
 - КП «Міська друкарня»
 - м. Харків, 61002, вул. Алчевських, 44.
 - Свідоцтво про державну реєстрацію
 - серія ДК, № 5495, від 22.08.2017 р.