

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

МАЗІН ОЛЕКСІЙ СЕРГІЙОВИЧ

УДК 629.3.015

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛІВ  
ПРИ МАНЕВРУВАННІ  
ЗНИЖЕННЯМ НЕПРОДУКТИВНИХ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ

Спеціальність 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту  
Галузь знань – 27 «Транспорт»

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ О. С. Мазін

Науковий керівник: Подригало Михайло Абович, доктор технічних наук,  
професор

Харків – 2020

## АНОТАЦІЯ

*Мазін О. С.* Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних витрат енергії. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05. 22. 20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту (275 – Транспортні технології). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, Харків 2020.

Дисертація присвячена вирішенню наукової проблеми, яка полягає у підвищенні енергоефективності автомобілів при маневруванні за рахунок зниження непродуктивних витрат енергії.

Метою дисертаційної роботи є підвищення маневреності автомобіля за рахунок зниження непродуктивних витрат енергії двигуна.

Об'єктом дослідження є процеси перетворення енергії при русі і маневруванні автомобіля.

Предметом дослідження є визначення шляхів зниження непродуктивних витрат енергії при маневруванні автомобіля.

Маневреність є складною експлуатаційною властивістю автомобіля, що впливає на безпеку руху і продуктивність транспортного процесу. Маневреність автомобілів залежить від можливості реалізації запасу потужності двигуна на ведучих колесах. Запас потужності на ведучих колесах визначається технічним рівнем і технічним станом автомобіля. Збільшення питомої потужності, що є характерним для сучасних машин, повинно супроводжуватись також зниженням непродуктивних затрат енергії. Непродуктивними витратами є витрати енергії в трансмісії, втрати пов'язані із коливаннями підвіски і направляючих коліс. Погіршення технічного стану автомобіля і його елементів також призводить до додаткових

непродуктивних витрат енергії двигуна і, як наслідок, до погіршення маневреності автомобіля.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розробці енергетичного підходу до оцінки маневреності і технічного стану автомобілів. При цьому *вперше*:

- отримано коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах і кінетичною енергією поступального руху автомобіля та за допомогою цього коефіцієнту визначено раціональну швидкість руху;

- визначено коефіцієнт зв'язку між кінетичною енергією і початковим прискоренням автомобіля при розгоні, що дозволяє проводити періодичну перевірку технічного стану та оцінку функціональної стабільності за цим показником;

- визначено вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна.

На основі аналізу відомих досліджень визначено, що маневреність є однією із найбільш важливих динамічних властивостей автомобіля, що містить в собі не тільки маневреність при повороті, а також при розгоні, гальмуванні, русі «крабом» і в інших випадках.

Розвиток нетрадиційних способів маневрування викликає необхідність дослідження енергетичних витрат і необхідної потужності двигуна для їх здійснення. За результатами відомих досліджень встановлено, що будь які непродуктивні витрати енергії і потужності двигуна знижують показники маневреності автомобіля. Тому виникла необхідність оцінки непродуктивних витрат енергії і визначення шляхів їх зниження.

Запропонований науково-методичний підхід дозволяє проводити кваліметричну оцінку властивостей маневреності автомобілів і їхнього технічного стану за енергетичним показником. Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути використаний в якості одиниці вимірювання основних і додаткових затрат енергії на рух автомобіля.

Запропонований коефіцієнт зв'язку між затратами потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху і кінетичної енергії поступального руху дозволяє визначити раціональну швидкість автомобіля, при якій цей коефіцієнт має мінімальне значення. Максимальне значення коефіцієнту, що розглядається, може нормуватись при діагностуванні автомобіля за енергетичним показником.

Запропонований показник рівня енергетичного навантаження, що являє собою відношення максимальної ефективної потужності двигуна до максимальної кінетичної енергії поступального руху машини, дозволяє на стадії проектування контролювати вибір максимальної ефективної потужності двигуна у відповідності до певної маси і максимальної швидкості автомобіля.

Використання виразів, отриманих в роботі, дозволяє оцінити і порівняти між собою рівні енергетичної завантаженості автомобілів різних видів і класів, а також автомобілів, що були випущені у різні часи. В табл. 1 наведено параметри 6 моделей легкових автомобілів різних класів випущених у різні часи в різних країнах.

Аналіз результатів розрахунку показників  $Y_W$  і  $N_{num}$  показує, що показник  $Y_W$  у порівнянні з  $N_{num}$  має менше розсіювання. Математичне очікування величини  $Y_W$  складає  $\bar{Y}_W = 0,047$  кВт/Дж, середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{Y_W} = \pm 0,006$  кВт/Дж, коефіцієнт варіації  $v_{Y_W} = \pm 0,128$ . Для цих же моделей автомобілів середнє значення питомої потужності  $\bar{N}_{num} = 48,67$  кВт, середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{N_{num}} = \pm 22,95$  кВт, коефіцієнт варіації  $v_{N_{num}} = \pm 0,471$ .

Це підтверджує гіпотезу, що через менше розсіювання значень показника  $Y_W$ , останній дає можливість об'єктивніше оцінити енергетичні показники.

Маневреність автомобіля, що дає можливість реалізувати заданий закон руху, реалізується декількома керуючими впливами: поворотом

кермового колеса, зміною потужності на ведучих колесах (дотичної сили і кутової швидкості), гальмуванням усієї машини або окремих бортів. Проте, керованість і поворотливість колісних машин і їх критерії – кутові прискорення і швидкість в площині дороги, в значній мірі визначаються тяговою потужністю, що реалізується на ведучих колесах. Недостача указаної потужності може бути причиною дорожньо-транспортних подій при здійсненні автомобілем обгону. Зниження тягової потужності на ведучих колесах обумовлено багатьма факторами, в тому числі наступними: зниженням потужності двигуна в процесі експлуатації автомобіля, коливання коліс, обумовлені різними причинами, порушеннями геометрії ходової частини автомобіля.

Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінити додаткові витрати потужності і енергії двигуна обумовлені дисбалансом коліс автомобіля, що враховує їх коливання в горизонтальній і вертикальній площинах. Отримані на прикладі автомобіля Урал-4320 результати показали, що найбільш небезпечними з точки зору збільшення додаткових затрат енергії і потужності двигуна є режим руху.

Коефіцієнт пропорційності  $K_w$  дає можливість здійснювати оцінку рівня основних і додаткових затрат енергії двигуна на рух автомобіля. Отримані аналітичні вирази дають можливість визначити раціональну швидкість  $(V_a)_{opt}$  руху автомобіля на повороті мінімального радіусу за умовою забезпечення зчеплення коліс з дорогою при найменших витратах енергії двигуна.

Новий спосіб виконання маневру рух «крабом» дозволяє покращити маневреність автомобіля, зменшити витрати енергії і потужності двигуна при переставці машини з одного ряду у сусідній та при виконанні обгону.

Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 в горизонтальній площині виникає за швидкості руху  $V_a = 25$  м/с (90 км/год), наявності дисбалансу і окружного люфту указаних коліс в межах  $\pm 1$ град. У резонансному режимі руху за допустимого сумарного дисбалансу

$S_{0\Sigma} = 0,190$  кгм додаткові витрати енергії одиницю пройденого шляху зростають до 160 Дж/м. За  $V_a = 20$  м/с ( 72 км/год ) додаткові витрати потужності двигуна, що обумовлені дисбалансом направляючих коліс складають 10,5 % від потужності двигуна, що затрачується на подолання сил дорожнього опору.

Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 у вертикальній площині виникає за швидкості руху  $V_a=9,112$  м/с (32,8 км/год). У випадку технічно справних амортизаторів додаткові витрати енергії і потужності двигуна складають  $\Delta W = 740$  кДж / ( на 100 км шляху ) і  $\Delta N_e = 84$  Вт за указанного режиму руху.

При падінні величини  $2n$ , що характеризує демпфування в амортизаторах на ході стиснення від величини  $2n = 1, 185$  с<sup>-1</sup> до значення  $2n = 0, 2$  с<sup>-1</sup> відбувається різке зростання  $\Delta W$  до 1,387 МДж і  $\Delta N_e$  – до 500 Вт.

Для реєстрації даних в процесі дорожніх експериментальних досліджень автомобіля використовувався мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс, що складається із двох трикоординатних датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, які підключені до ПЕОМ (notebook) з відповідним програмним забезпеченням для реєстрації та накопичення даних.

Проведені експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності при розгоні та вибігу автомобілів підтвердили отримані теоретичні результати.

За результатами перевірки адекватності розробленої математичної моделі визначення впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності двигуна автомобіля на прикладі Урал-4320 середнє значення абсолютної  $\Delta_{сер}$  та відносної  $\delta_{сер}$  похибок у діапазоні швидкості його руху від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %.

У діапазоні швидкості руху автомобіля Урал-4320 від 0 до 10 м/с визначити абсолютну та відносні похибки недоцільно через недостатню точність експериментальних даних у цьому діапазоні швидкостей руху.

Експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля Opel Vectra 1.6і на додаткові втрати енергії при його розгоні підтверджують теоретичні викладки щодо інтенсивного збільшення додаткових втрат енергії, обумовлених дисбалансом ведучих коліс автомобіля, зі збільшенням швидкості його руху.

Метод оцінювання впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі, вплив дисбалансу на вертикальні коливання задніх ведучих коліс і додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі автомобіля, методика експериментального дослідження додаткових втрат енергії двигуна при погіршенні технічного стану автомобіля використовуються при проведенні дослідно-конструкторських робіт з модернізації автомобілів на ДП «Харківський завод спеціальних машин», ПАТ «АвтоКраз» при виконанні дослідно-конструкторських робіт, навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

Ключові слова: автомобіль, керованість, стійкість, маневреність, поворотність, енергетичний підхід, дисбаланс направляючих коліс.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Мазин А. С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 1 (25). С. 21–25.
2. Мазин О. С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Наукові нотатки : Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»)*. 2017. Вип. 57 (січень-березень). С. 111–114.

3. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, Mazin A. etc. *Eastern European Journal of Interprize technologies*. 2017. 5(7(89)). pp. 58–64. (Scopus)
4. Мазин А. С., Подригало М. А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 2 (26). С. 10–14.
5. Влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя / Подригало М. А., Гацько В. И., Мазин А. С. *Вісник ХНАДУ : збірник наукових праць*. 2016. Вип. 75. С. 158–164.
6. Подригало М., Бобошко А., Кашканов А., Гацько В., Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2017. № 2. С. 116-123.
7. Коробко А., Подригало М., Мазин О. Оцінка витрат потужності та енергії двигуна під час руху машини «крабом». *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва України. Збірник наукових праць*. 2018. № 23 (37). С. 231–236.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів дисертації:*

8. Подригало М. А., Мазин А. С. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя. *Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доповідей XI-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р. Харків : ХУПС імені Івана Кожедуба, 2015. С. 260.*



9. Мазин А. С. Оценка затрат энергии на поворот автомобиля. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доповідей XIII-ї наукової конференції Харківського національного університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2017 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2017. С. 346.
10. Коробко А. І., Мазин О. С. Діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-складених машин. *Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті* : Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, 15-16 жовтня 2015 р. Харків : ХНАДУ, 2015. С. 154–155.
11. Подригало М. А., Гацько В. І., Мазин О. С. Додаткові витрати енергії двигуна при коливаннях не підресорених мас автомобіля. *Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах* : Збірник тез доповідей 16-ї науково-технічної конференції, 08-09 вересня 2016 р. Чернігів : ДНВЦ ЗС України, 2016. С. 198.
12. Мазин О. Оцінювання додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові* : матеріали симпозіуму, 28 жовтня 2017 р. Львів : КУНПАТРУ ЛТД, 2017. С. 108–109.
13. Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / Мазин А. С. и др. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : матеріали X-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 13-25 жовтня 2017 р. Вінниця : ВНТУ, 2017. С. 48–51.

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

14. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С., Соколовський С. А. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 100077 UA : МПК В60 Т 1/00 (2015.01). № у 2014 14120 ; заявл. 29.12.14; опубл. 10.07.15, Бюл. № 13.
15. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля : пат. 100699 UA : МПК В60 Т 13/26 (2006.01). № у 2015 00330 ; заявл. 16.01.15; опубл. 10.08.15, Бюл. № 5.
16. Подригало М. А., Лебедєв А. Т., Лебедєв С. А., Коробко А. І., Шеїн В. С., Радченко Ю. А., Мазін О. С. Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-зчленованих машин : пат. 105176 UA : МПК G01 М 17/00, G01 М 17/06, G01 Р 15/00 (2016.01). № у 2015 07889 ; заявл. 07.08.15; опубл. 10.03.16, Бюл. № 15.

## ABSTRACT

*O. Mazin.* Increasing of cars energy efficiency while maneuver by reducing unproductive energy consumption. – Qualifying scientific paper as the manuscript.

Candidate thesis in Engineering Science in specialty 05. 22. 20 – Maintenance and repair of vehicles (275 – Transport technology). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The thesis is devoted to solve a scientific problem, which is in cars energy efficiency increasing while maneuver by reduction of unproductive energy consumption.

The purpose of the dissertation is to increase the maneuverability of a car by reducing the unproductive energy consumption of an engine.

The object of the study is the processes of energy conversion while movement and maneuvering of a car.

The subject of the study is to determine ways to reduce unproductive energy consumption while car maneuvering.

The scientific novelty of the obtained results is the energy approach development to evaluate the maneuverability and technical condition of vehicles.

Naukova's novelty has wiped out the results of the pole in the development of an energetic approach to the estimation of maneuverability and the technological camp of automobiles. When tsyomu forward:

– coffered back and forth between wheels on wheels and kinetic energy of the progressive drive of the car, and for the help of the other traffic speed is indicated;

– a certain number of links is marked between the energy and the speed of the car during the drive, allowing you to periodically review the technical camp and estimate the stability for the same indicator;

– marked by the imbalance and the circumferential backlash of the guiding number of cars on the rear of the engine. On the basis of the analysis of well-known studies, it has been determined that maneuverability is one of the most important dynamic properties of cars, which includes not only maneuverability when turning, as well as overlocking, braking, moving "crab" and in other cases.

The development of non-traditional methods of maneuver requires the study of their energy costs and the required engine power for their implementation. According to the results of well-known studies, it has been found that any unproductive energy and engine power consumption reduces cars maneuverability. Therefore, there was a need to assess unproductive energy costs and determine the ways to reduce them.

The proposed scientific and methodical approach allows us to carry out a qualitative estimation of the properties of maneuverability of vehicles and their technical state by energy indicator. The level of kinetic energy of the translational motion can be used as a unit of measurement of the main and additional costs of energy in the vehicle movement.

The proposed coefficient of energy and engine power costs to overcome the external motion resistance and the kinetic energy of translational motion allows to determine the rational speed of a vehicle, when this coefficient has a minimum value. The maximum value of the considered coefficient can be normalized when diagnosing a vehicle by the energy indicator.

The proposed energy load indicator, which is the ratio of the maximum effective engine power to the maximum kinetic energy of a vehicle translational motion, allows to control the maximum effective engine power in accordance with a certain mass and maximum speed of a vehicle while developing.

Victory days, letting go of the robot, allowing you to evaluate and keep yourself in good control of the energy efficiency of cars and cars, as well as cars and cars. In the table. 1 parameters of 6 models of passenger cars in high class are introduced at the highest part of the world.

Analysis of the results of the show indicator and show, which indicator is less than the minimum. Mathematically, the value of the warehouse is  $\text{kW/J}$ , the mean square  $\text{kWh/kW}$ , and the variational rate. For these models of automobiles, the average value of the pet needs is  $\text{kW}$ , the mean square  $\text{kW}$  is  $\text{kW}$ , the number of options is different.

All in all, in less than a year the value of the indicator, the remaining value of the active energy indicators.

Maneuverability of the car, which is why you can realize the tasks of the law, to realize the decile of brown fluids: turning the kerma wheel, winter time on driving wheels (full power and speed), galvanizing Proteinism, caring and turning the number of cars and criterion are faster and faster in the area of the road, a significant amount of traction is needed, which can be realized on driving wheels. Lack of indicated needs can be caused by road traffic when overtaking cars. Reduced driving traction on driving wheels is daunted by a number of factors, including current ones: reduced engine traction in the process of operating a car, excessive number of wheels, aroused by a different reason, and a broken geometrical running gear.

The obtained analytical expressions allow to estimate additional energy and engine power costs due to vehicle wheels' imbalance, taking into account their fluctuations in the horizontal and vertical planes. The results obtained on the example of Ural-4320 have shown that in terms of increasing additional engine power consumption the most dangerous is the mode of motion.

The coefficient of proportionality is given to the ability to estimate the basic and additional costs of energy for a motor vehicle. Otrimany analiticheskie virazi give the opportunity to know the best way to get the most out of the car on the turn of the minimum radios for the wise care and safety when you have the least expensive energy windows.

The new way of completing the maneuver with the "crab" allows you to reduce the maneuverability of the car, change the energy and the strength of the engine when rearranging the car in one row at the same time during the overtaking.

The resonance regime of the vibration of the guiding wheels of Ural-4320 in the horizontal plane arises at speed  $V_a=25$  m/s (90 km/h), the imbalance and the circumferential backlash of the mentioned wheels within  $\pm 1$  grad. In the resonance motion mode for the permissible total imbalance  $S_{0\Sigma}=0,190$  kgm, the additional energy costs per unit of the traversed path increase to 160 J/m. For  $V_a=20$  m/s (72 km/h), additional engine power costs due to the imbalance of the steering wheels make up 10,5 % of the engine power used to overcome the resistance.

The resonant regime of oscillation of the guiding wheels of Ural-4320 in the vertical plane arises at the velocity  $V_a=9,112$  m/s (32,8 km/h). In the case of technically normal shock absorbers, the additional energy and engine power costs are  $\Delta W=740$  kJ/(per 100 km of road) and  $\Delta N_e=84$  W in the specified mode of motion.

When the value of  $2n$  decreases, which characterizes damping in shock absorbers during compression from the magnitude  $2n=1,185$  s<sup>-1</sup> to the value  $2n=0,2$  s<sup>-1</sup>, there is a sharp increase  $\Delta W$  to 1,387 MJ and  $\Delta N_e$  – up to 500 W.

Carrying out the experimental results in the imbalance of the directing wheels to the additional hours of power during the acceleration and the vibration of the car, they confirmed the theoretical results.

Based on the results of the revision of the adequacy of the detailed mathematical model, I can fill in the imbalance of the directing wheels to the additional vitality of the engine power for the Ural-4320 application, the average value of the error rate is 21/7 months old, 69 watts and 24,1966 %.

At the range of the speedometer of the Ural-4320 km 0 to 10 m/s, the absolute value of the error is insufficient due to the lack of accuracy of experimental data for the whole range of speed of the wheel.

Experimental access to the imbalance of the directing wheels of the Opel Vectra 1.6i on the additional time and energy during the theoretical drive, and the significant increase in the power consumption

Method otsinyuvannya vplivu imbalance napravlyayuchih kolis avtomobilya on dodatkovi vitrati energii dvigun at ustalnomu rusi, vpliv imbalance on

vertikalni Oscillations zadnih Veduchi kolis i dodatkovi vitrati energii dvigun at ustalenomu rusi avtomobilya, a technique experiental doslidzhennya dodatkovih vtrat energii dvigun at pogirshenni tehničnogo will avtomobilya vikoristovuyutsya at provedenni doslidno -constructors of modern automobiles at the subsidiary “Kharkiv factory of special machines”, PAT “AvtoKraz” at Viconan i-doslidno konstruktorskih robit, The Teaching Academy protsesi National Academy of the National Guard of Ukraine.

**Keywords:** car, controllability, stability, maneuverability, rotation, energy approach, imbalance of guiding wheels.

### A LIST OF THE MAIN PUBLISHED WORKS

1. Mazin A. The influence of oscillations of the guiding wheels of a vehicle in the horizontal plane on the energy costs of an engine. *Digest of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine*. 2015 No. 1 (25). P. 21 - 25
2. Mazin O. Estimation of additional expenses of engine power for vehicle turning. *Scientific notes: Interuniversity digest (branch of knowledge "Technical sciences")* 2017. No. 57 (January-March). P. 111-114.
3. Mazin A. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, N. Podrigalo, etc. *Eastern European Journal of Interprize technologis*. 2017. 5 (7 (89) ). pp. 58 – 64.
4. Mazin A., Podrigaloo M. Influence of the imbalance and the regional clearance of the guiding wheels of vehicles on energy costs of an engine. *Digest of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine*. 2015. No. 2. (26). P. 10 – 14.
5. Mazin A., Podrygalo M., Gatsko V. Influence of vibrations of unsprung masses of a vehicle on additional costs of engine power. *Bulletin of the KNAHU: a collection of scientific works*. 2016. No. 75. P. 158 - 164.

6. Mazin A., Podrygalo M., Boboshko A., Kashkanov A., Gatsko V. Energy approach to assessment of technical condition of a vehicle. *Bulletin of Machinery and Transport*, 2017. No. 2. P. 116 - 123.
7. Podrygalo M., Korobko A., Mazin O. Estimation of energy and engine power costs during the "crab" car movement. *Techno-technological aspects of development and testing of new techniques and technology for agriculture of Ukraine*. 2018. No. 23 (37). P. 231 - 236. DOI: 10.31473/2305-5987-2018-2-23(37)-24
8. Mazin A.S., Podrygalo MA. Influence of imbalance and circumferential play of guide wheels of a vehicle on engine energy costs. *The latest technologies - for the protection of airspace: theses of the reports of the XI-th Scientific Conference of the Kharkiv National Air Force University named after Ivan Kozhedub*, April 08-09, 2015. Kharkiv: Ivan Kozhedub KNAFU, 2015. P. 260.
9. Mazin A.S. Estimation of energy costs to turn a vehicle. *The latest technologies - for the protection of airspace: theses of the reports of the XIII-th Scientific Conference of the Kharkiv National Air Force University named after Ivan Kozhedub*, April 12-13, 2017 Kharkiv: Ivan Kozhedub KNAFU, P. 346.
10. Masin O., Korobko A. Diagnosing of assemblies and knots of a steering control of hinged-compound vehicles. *Newest Technologies in Automotive and Transport: Scientific Works of the International Scientific and Practical Conference devoted to the 85th anniversary of the KNAHU, the 85th anniversary of the foundation of the Automobile Faculty and on the occasion of the motorist and roadster's Day*, October 15-16, 2015. Kharkiv: KNAHU, 2015. P. 154-155.
11. Mazin O., Podrygalo M., Gatsko V. Additional engine power costs during vehicle unladen mass fluctuates. Creation and modernization of armament and military equipment in modern conditions: Digest of Theses of the 16th



Scientific and Technical Conference, September 08 - 09, 2016, Chernihiv: NSTC of the AF of Ukraine, 2016. P. 198.

12. Mazin O. Estimation of additional energy costs of an engine while turning the vehicle. *Thirteenth International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Materials of the Symposium, October 28, 2017 Lviv: KUNPATR LTD, 2017. P. 108 - 109.*
13. Mazin A. Energy approach to assessing the technical condition of a vehicle. / Mazin A., etc. *Modern technologies and prospects for the development of motor transport: materials of the X International Scientific Practical Conference, October 23 - 25, 2017 Vinnitsa: VNTU, 2017, P. 48-51.*
14. Method of control of vehicle turning: Pat. 100077 UA: MPK V60 T 1/00 (2015.01) applic. 29. 12. 14; published 10. 07. 15., Bull. No. 13
15. The system of improving the maneuverability of a truck: Pat. 100699 UA: IPC B60 T 13/26 (2006-01). No. 2015 00330; applic. 16. 01. 15; published 10. 08. 15. Bü. No. 5
16. Method of diagnostics of assemblies of steering control of hinged-articulated vehicles: Pat, 105176 UA: MPK G01 M 17/06, G01 P 15/00 (2016 01). No. 2015 07899; applic. 07. 08. 15; published 10. 03. 16, Bull. No. 15

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	20
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ	
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ АВТОМОБІЛЯ .....	25
1.1 Маневреність як складна експлуатаційна властивість автомобіля. Аналіз термінів і визначень .....	25
1.2 Класифікація способів здійснення маневру колісними транспортними засобами .....	29
1.3 Енергетичний підхід до оцінки стабільності показників маневреності автомобілів .....	33
1.4 Висновки за розділом 1 і постановка задач дослідження .....	40
РОЗДІЛ 2 ОЦІНКА ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ НА МАНЕВРУВАННЯ	
АВТОМОБІЛЯ .....	42
2.1 Енергетичний підхід до оцінки технічного стану автомобіля .....	42
2.2 Оцінка витрат енергії на поступальний рух автомобіля .....	44
2.3 Оцінка рівня енергетичної завантаженості автомобілів .....	51
2.4 Оцінка витрат енергії на поворот автомобіля .....	59
2.5 Оцінка витрат потужності і енергії двигуна на рух автомобіля «крабом» .....	68
2.5.1 Визначення витрат потужності двигуна .....	68
2.5.2 Оцінка бокової стійкості автомобіля на усталеній стадії виконання маневру «рух крабом» .....	73
2.5.3 Визначення витрат енергії двигуна .....	78
2.5.4 Аналіз виконання автомобілем маневру «переставка» традиційним засобом та при русі «крабом» .....	79
2.6 Висновки за розділом 2 .....	82
РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЯ НА	
ДОДАТКОВІ ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ І ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА ....	84

3.1 Вплив коливань направляючих коліс в горизонтальній площині на додаткові витрати енергії при русі автомобіля .....	84
3.1.1 Визначення додаткових витрат потужності двигуна .....	85
3.1.2 Визначення додаткових витрат енергії двигуна .....	88
3.2 Вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на витрати енергії двигуна .....	93
3.3 Вплив коливань непідресорених мас автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна .....	100
3.3.1 Визначення додаткових витрат енергії .....	100
3.3.2 Вплив дисбалансу на вертикальні коливання коліс і додаткові витрати енергії .....	103
3.4 Висновки за розділом 3 .....	110
<b>РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ</b>	
<b>ДИСБАЛАНСУ КОЛІС НА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ</b>	
<b>ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ .....</b>	
4.1 Програма-методика експериментальних досліджень .....	113
4.2 Обробка експериментальних даних .....	119
4.3 Висновки за розділом 4 .....	139
<b>РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД</b>	
<b>ВПРОВАДЖЕННЯ ОBOB'ЯЗКОВОГО БАЛАНСУВАННЯ</b>	
<b>НАПРАВЛЯЮЧИХ КОЛІС ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ .....</b>	
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	146
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	151
Додаток А Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації .....	163
Додаток Б Акти впровадження результатів дисертаційної роботи ...	167
Додаток В Копії патентів України на корисні моделі .....	171

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Маневреність є складною експлуатаційною властивістю автомобіля, що впливає на безпеку руху і продуктивність транспортного процесу. Маневреність автомобілів залежить від можливості реалізації запасу потужності двигуна на ведучих колесах. Запас потужності на ведучих колесах визначається технічним рівнем і технічним станом автомобіля. Збільшення питомої потужності, що є характерним для сучасних машин, повинно супроводжуватись також зниженням непродуктивних затрат енергії. Непродуктивними витратами є витрати енергії в трансмісії, втрати пов'язані із коливаннями підвіски і направляючих коліс. Погіршення технічного стану автомобіля і його елементів також призводить до додаткових непродуктивних витрат енергії двигуна і, як наслідок, до погіршення маневреності автомобіля.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана згідно Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 г.; Постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року» №435 від 25.04.2018 р.; «Транспортної стратегії України на період до 2020 року», схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р. № 2174-р.

Дослідження проводилися відповідно до плану науково-дослідних робіт ХНАДУ: «Аналіз, розробка і оптимізація конструктивних і технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві і ремонті» на 2014-2015 роки, державний реєстраційний номер 0115U001609; при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи «Енергозберігаючі маловитратні технології створення та ремонту гібридних транспортних засобів різного призначення (№ 08-53-19, держ. реєстр № 0119u001298).

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є підвищення безпеки руху за рахунок забезпечення стабільності властивостей маневреності автомобілів шляхом зниження непродуктивних витрат енергії двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити витрати енергії і потужності двигуна на виконання традиційних і нетрадиційних способів маневрування;
- оцінити вплив технічного стану автомобіля на невиробничі витрати енергії і потужності двигуна;
- провести експериментальне дослідження впливу дисбалансу коліс на динамічні, енергетичні і потужнісні показники автомобіля.

**Об'єкт дослідження** – процеси перетворювання енергії при русі і маневруванні автомобіля.

**Предмет дослідження** – визначення шляхів забезпечення стабільності показників маневреності автомобілів за рахунок зниження невиробничих витрат енергії.

**Методи дослідження.** В теоретичній частині дисертаційної роботи використовувалися методи класичної механіки, теорії подібності і вирішення диференційних рівнянь. В експериментальній частині – методи парціальних прискорень та теорії похибок. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в розробці енергетичного підходу до оцінки маневреності і технічного стану автомобілів. При цьому *вперше*:

- отримано коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах і кінетичною енергією поступального руху автомобіля та за допомогою цього коефіцієнту визначено раціональну швидкість руху;
- визначено коефіцієнт зв'язку між кінетичною енергією і початковим прискоренням автомобіля при розгоні, що дозволяє проводити періодичну

перевірку технічного стану та оцінку функціональної стабільності за цим показником;

– визначено вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна;

*удосконалено* методи оцінки енергетичної завантаженості автомобіля, що на відміну від відомих дають можливість кількісного визначення показників рівня енергетичної завантаженості та енергетичної ефективності;

*отримали подальший розвиток:*

– метод оцінки витрат потужності двигуна на поворот автомобіля, що на відміну від дозволяє визначити та зменшити витрати енергії;

– метод оцінки впливу коливань підвіски та направляючих коліс, що на відміну від відомих дозволяє враховувати дисбаланс коліс;

– теорія руху автомобіля «крабом» у напрямі визначення витрат потужності і енергії двигуна.

**Практична цінність отриманих результатів.** Дослідження, що проведене в дисертаційній роботі створюють теоретичну базу для оцінювання та покращення властивостей маневреності автомобілів за рахунок зниження невиробничих витрат енергії у процесі експлуатації. Результати дисертаційного дослідження можуть використовуватися при розробці методик діагностування автомобілів за енергетичними показниками.

Результати наукових досліджень викладено у методичних і практичних рекомендаціях, що застосовуються ДП «Харківський завод спеціальних машин» при виконанні дослідно-конструкторських робіт, навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

**Особистий внесок здобувача.** Основні положення і результати дисертаційної роботи одержані автором особисто [1], [2], [9], [12]. У наукових роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі результати:

– розроблено енергетичний підхід до оцінювання завантаженості автомобілів, що дозволив визначити взаємозв'язок між ефективною

потужністю двигуна і кінематичною енергією поступального руху автомобіля [3], [4], [5], [14], [15];

– розроблено динамічну та математичні моделі [6], [7], [8], [10], [11], [13], [16].

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на:

– XI і XIII Наукових конференціях Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору», Харків, 2015, 2016 рр. [8], [9];

– Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ і 85-річчю заснування автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудуванні і на транспорті». Харків, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 р. [10];

– 16-й Науково-технічної конференції «Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах». Чернігів, ДНВЦ ЗС України, 08-09 вересня 2016 р. [11];

– Тринадцятому міжнародному симпозиуму українських інженерів-механіків у Львові. Львів, КУНПАТРУ ЛТД, 18-19 травня 2017 р. [12];

– X-й Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту». Вінниця : ВНТУ. 23-25 жовтня 2017 р. [13].

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 16 наукових працях, у тому числі 7 статтях у наукових фахових виданнях України (зокрема 1 публікація у періодичному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus та 6 публікацій у виданнях, які включені до інших міжнародних наукометричних баз, у тому числі 2 без співавторів). За матеріалами досліджень опубліковано 6 тез у збірниках доповідей міжнародних наукових конференцій, отримано 3 патенти України на корисні моделі.

**Структура і об'єм дисертації.** Дисертаційна робота складається з анотацій, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 186 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 112 сторінок і 17 сторінок, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 47 рисунками, наведено 15 таблиць. Список використаних джерел містить 116 найменувань на 14 сторінках, додатки розміщені на 24 сторінках.



## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ВІДОМИХ МЕТОДІВ І ЗАСОБІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

1.1 Маневреність як складна експлуатаційна властивість автомобіля.

Аналіз термінів і визначень

Вперше термін «експлуатаційні властивості автомобіля» використовував у своїй роботі академік Чудаков Є. О. [17]. В цій роботі визначені експлуатаційні властивості автомобіля у наступному порядку:

- ємність автомобіля (тонаж або пасажироємність);
- динамічні (тягові) якості автомобіля;
- економічність автомобіля;
- запас ходу автомобіля;
- надійність автомобіля;
- використання ваги автомобіля;
- використання габариту автомобіля;
- проходимість автомобіля;
- маневреність автомобіля;
- стійкість автомобіля;
- легкість керування автомобілем;
- еластичність або м'якість ходу автомобіля;
- легкість догляду за автомобілем.

Всього в роботі [17] визначено 13 експлуатаційних властивостей автомобіля і в цьому переліку маневреність займала 9 місце. Слід сказати, що в роботі [17] наведено перелік в якому такі пов'язані між собою властивості як стійкість, маневреність і легкість керування автомобілем подані як окремі незалежні експлуатаційні властивості. В подальших виданнях своєї книги [18], Є. О. Чудаков не дає указаної класифікації експлуатаційних властивостей автомобілів. Крім цього, використання як синоніма слова

«властивість» термін «якість» не зовсім коректно. Нова наукова область і навчальна дисципліна про методи кількісного оцінювання якості різних об'єктів [19] дає наступне визначення поняття «якість»: «Якість – це найбільш загальна наукова категорія, суть якої виражає визначеність будь-якого об'єкту». Якість характеризується сукупною оцінкою усіх властивостей об'єкта, ознак і відношень з іншими об'єктами [19]. При цьому, оцінку якості при кваліметрії необхідно проводити для автомобіля в цілому [19].

Вперше визначення маневреності як складної експлуатаційної властивості дав Я. Х. Закін [20]. В його трактуванні маневреність – складна експлуатаційна властивість, що включає в себе більш прості (основні) властивості: керованість, поворотливість і вписуваність.

На думку Я. Х. Закіна [20] маневреність автомобіля і автопоїзда являє собою сукупність таких властивостей, які забезпечують можливість безперешкодного поступального криволінійного руху їх опорною поверхнею, що має обмеження в розмірах своєї вільної (проїжджої) площини і її форми. Проте виникає питання про те, що при маневруванні автомобіль може рухатись не тільки криволінійною, а і прямолінійною траєкторією (наприклад, при русі «крабом»).

В енциклопедичній літературі [21] поняття «маневреність» формується як сукупність основних навігаційних властивостей судна (або літака), що забезпечують швидку зміну напрямку руху (траєкторії) і швидкості руху під дією керма і інших органів керування. Стосовно до автомобіля, указане визначення в енциклопедичній літературі [21] не наведено.

Спроба дати визначення поняттю маневреності автомобіля була зроблена в роботі [22]. В цій роботі маневрування розглядалося як перехідний процес від одного режиму усталеного руху (динамічної рівноваги) до іншого. При цьому, запропоновано розглядати маневрування як процес, а маневр – як закінчену дію. Пропонується розділяти маневри на прості і складні [22]. Простий маневр здійснюється при одному або декількох

одночасних (паралельних) впливів. Складний маневр являє собою сукупність послідовних усталених і неусталених режимів руху, що реалізуються при сукупності декількох послідовних керуючих впливів [22]. Під простим маневром автори в роботі [22] розуміють розгін, гальмування і рух автомобіля замкнутою круговою траєкторією з постійною кутовою швидкістю в площині дороги. Складний маневр – поворот, маневрування в умовах обмеженого простору, обгін, рух «змійкою», тощо [22]. В роботі [22] також дано визначення поняття «маневрування». Маневрування – це макроперехідний процес руху колісної машини, що супроводжується зміною вектору швидкості за рахунок виконання керуючих дій водія або автоматичного керуючого пристрою. При складному маневрі відбувається багатократна послідовна зміна вектора швидкості автомобіля.

Керованість [20] – властивість рухомого складу рухатись траєкторією різної кривизни в результаті дії водія на органи керування – рульове колесо і через рульовий привід на керовані колеса. Проте, при маневруванні керуючі дії можуть впливати не тільки на рульове колесо, а також і на педаль подачі палива, гальма, ричаг перемикачів передач [22], [23]. Визначення поняття керованості наведені в роботах різних авторів [17], [20], [24], [25]–[30]. Смісловий аналіз цих визначень керованості автомобіля дозволив авторам роботи [22] дати своє визначення, яке на їхню думку є найбільш простим і коректним. Це визначення наступне: «Керованість колісної машини (автомобіля) характеризує його здатність адекватно реагувати на керуючу дію».

Керованість одиночного автомобіля і автопоїзда також є комплексною властивістю, що складається із наступних властивостей [20]:

- легкість керування;
- міри повертаємості (повертаємості);
- стійкості.

Легкість керування – це здатність не чинити значного опору керуючим діям [20]. Міра повертаємості – здатність зберігати заданий напрямок руху

без самовільного повертання через бокову еластичність шин [20]. Стійкість (за випадковим збуренням) проти виляння причіпних ланок, що викликають їх поперечні відхилення [20].

Класифікація властивостей керованості, що запропонована Я. Х. Закінім [20] стосується випадку криволінійного руху. Автори роботи [31] довели, що стійкість автомобіля (автопоїзда) є складовою властивістю керованості за неусталеного руху, тобто при здійсненні входу в поворот або виходу з нього. При русі в усталеному режимі (прямою) або на кривій з постійним радіусом стійкість (курсва або траєкторна) містить в собі керованість як складову властивість. Це обумовлено тим, що водій постійно використовує рульове керування для коригування положення автомобіля при відхиленні останнього від заданого курсового кута або траєкторії руху.

Поворотливість [20] – властивість рухомого складу здійснювати повороти траєкторіями якомога більшої кривизни за мінімально-можливою площею на опорній поверхні. У зв'язку з появою нетрадиційних способів маневрування [32], одним із яких є рух «крабом» (передні і задні направляючі колеса повернуті в один бік на однаковий кут), в роботах [32], [33] введено поняття поперечної рухомості автомобіля.

Вписуємість [20] – властивість рухомого складу, що забезпечує відповідність його габаритної полоси криволінійного руху зовнішнім обмеженням на опорній поверхні. Вписуємість – властивість рухомого складу більш широка ніж поворотливість, так як останнє є одним із елементів вписуємісті без урахування зовнішніх факторів, що обмежують поворотливість [20]. Крім цього, розглядається вписуємість причіпних ланок в габаритну колію або полосу руху ведучого автомобіля-тягача при їх криволінійному русі [20]. В роботі [20] був зроблений висновок про те, що в основі маневренних властивостей рухомого складу лежить його керованість. Якщо автомобіль або автомобіль-тягач не володіють керованістю, що можливо за несправного рульового керування, то у нього відсутня поворотливість, а відповідно, не може бути вписуваності і маневреності.

В цьому проявляється взаємозв'язок усіх властивостей маневреності автомобілів і автопоїздів [20].

В роботі [20] розглянута маневреність одиночного автомобіля і автопоїзда, а автори дослідження [34] запропонували оцінювати маневреність військових автомобільних колон. На їхню думку [34] під маневреністю автомобільної колони розуміється сукупність властивостей маневреності автомобілів, що входять в колону, які забезпечують зміну параметрів руху з необхідною точністю і швидкістю. Керованість автомобільної колони визначається здатністю автомобілів, що входять в колону, адекватно обробляти сигнал на зміну параметрів руху за мінімальний час [34].

Дослідженню керованості і стійкості колісних машин (автомобілів і тракторів) присвячено значна кількість наукових праць [17], [18], [24], [25], [26], [27], [31]–[44]. Проте в указаних роботах не використовувались кількісні критерії оцінювання маневреності.

## 1.2 Класифікація способів здійснення маневру колісними транспортними засобами

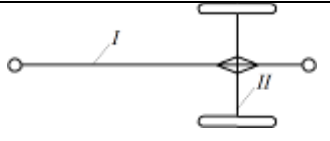

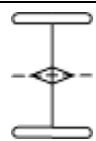
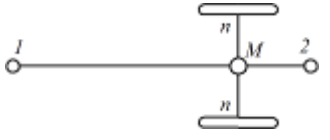
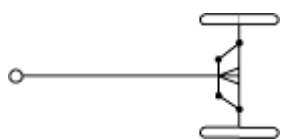
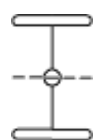
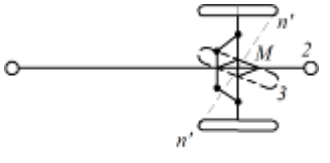
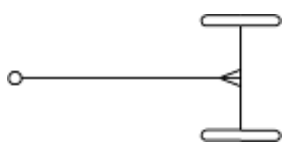

Криволінійний рух автомобіля і, особливо, автопоїзда, суттєво залежить від їх структури, що характеризується кількістю і конструкцією пов'язаних між собою ланок [20]. Автор роботи [20] пропонує розділяти автопоїзда на окремі ланки за їх транспортним призначенням (транспортні ланки) і за кінематичними ознаками (кінематичні ланки).

Транспортна ланка [20] – конструктивно закінчений елемент автопоїзду, що має лише виражене транспортне призначення. транспортна ланка з двигуном – ведуча ланка, яка може переміщатися самостійно. Це автомобілі і сідельні тягачі. Транспортна ланка без двигуна – ведена ланка,

яка самостійно переміщатися не може і буксирується ведучою ланкою з двигуном. Це причепи, напівпричепи і розпуски [20].

Елементарна кінематична ланка (ЕКЛ) – структурний елемент автопоїзда, що опирається на колісний хід або складається лише із колісного ходу, що рухається власною траєкторією і визначає, в сукупності з іншими елементарними ланками, кінематику руху автопоїзду опорною поверхнею [20]. В табл. 1.1 [20] наведено класифікацію кінематичних ланок.

Таблиця 1.1 – Класифікація кінематичних ланок [20]

Тип ланки	Кінематична ланка		
	повна	неповна	вироджена (нульова)
Першого роду			
Другого роду (поворотна вісь)			
поворотні колеса			

Використанню різних способів повороту колісних і гусеничних машин присвячені роботи багатьох авторів [20], [24]–[27], [31]–[33], [36], [39], [40], [45], [46]–[69]. Автором роботи [32] запропоновано класифікацію відомих і перспективних способів здійснення маневру, що наведена на рис. 1.1.

Поворот колісних машин може здійснюватись трьома основними способами [32], [39], [40], [45], [70]:

- зміною кутів між подовжньою віссю і площинами обертання направляючих коліс за рахунок їх повороту;
- зміною положення однієї частини машини відносно іншої (зчленовані машини);

– зміною величини швидкостей різних коліс (лівих і правих); цей спосіб аналогічний способу повороту гусеничної машини і називається бортовим способом.

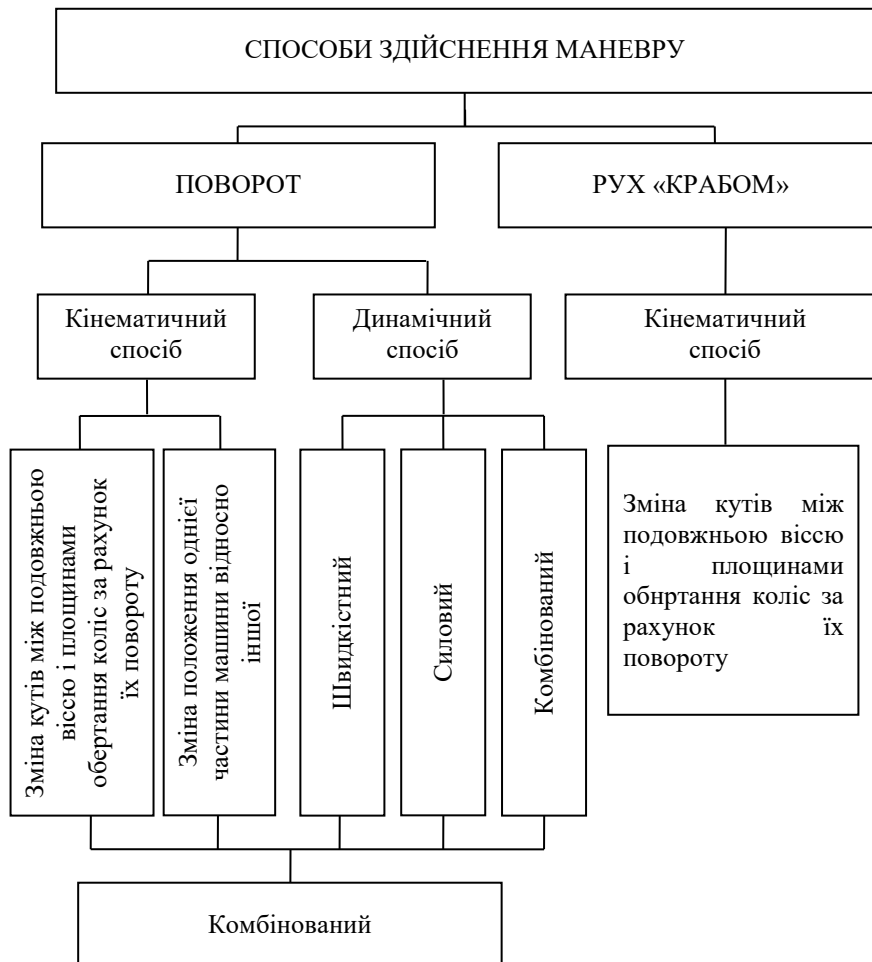


Рисунок 1.1 –Класифікація способів здійснення маневру колісних машин [32]

В тракторобудуванні [71] останній спосіб трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого і забігаючого бортів. Автор роботи [32] вважає, що оскільки збільшення крутного моменту на забігаю чому борту призводить до збільшення кутової швидкості цього борту, то визначення в роботах [25], [71] можна вважати коректними.

Направляючі колеса за кінематичного способу повороту можуть бути ведучими або веденими. При усіх ведучих і направляючих колесах

автомобілі і інші колісні машини володіють найкращими показниками маневреності.

Направляючі колеса однієї вісі повинні повертатися погоджено на визначені кути у відповідності із відомою [17] залежністю

$$\operatorname{ctg}\alpha'' - \operatorname{ctg}\alpha' = \frac{B}{L}, \quad (1.1)$$

де  $\alpha''$ ,  $\alpha'$  – кути повороту направляючих коліс зовнішнього (відносно центру повороту) і внутрішнього бортів, відповідно, град;

$B$  – колія коліс, м;

$L$  – подовжня колісна база, м.

Якщо направляючі колеса жорстко закріплені відносно вісі, а сама вісь є направляючою (поворотною), то  $\alpha' = \alpha'' = \alpha$ .

За виконання умови (1.1) ([17], [32]) перпендикуляри поведені до площини обертання коліс, повинні перетинатися в одній точці, що є миттєвим центром повороту або миттєвим центром швидкостей. Якщо відношення між  $\alpha''$  і  $\alpha'$  не відповідає залежності (1.1), то відбувається погіршення керованості машини і підвищений знос шин. В роботах [39], [40], [45] досліджено вплив кінематичного розузгодження кутів  $\alpha''$  і  $\alpha'$  внаслідок недосконалості рульового приводу направляючих коліс і запропоновано метод оптимізації геометричних параметрів рульової трапеції. Вказане явище може бути викликано функціональною нестабільністю рульового керування внаслідок погіршення його технічного стану.

При усіх направляючих колесах підвищується маневреність і поворотливість колісної машини, якщо колеса передньої і задньої вісей повертаються в протилежні напрямки. При повороті усіх передніх і усіх задніх коліс на однаковий кут в одну сторону реалізується рух колісної машини, що отримав назву «рух крабом». У цьому випадку рух машини



здійснюється під кутом, що рівняється куту повороту направляючих коліс. При цьому подовжня вісь машини зберігає початковий напрямок [32].

В роботі [73] показано, що динамічний спосіб здійснення повороту дозволяє отримати мінімальний радіус у порівнянні з кінематичним способом, але при цьому значно збільшується необхідний повертаючий момент. Більш детально питання динамічного способу повороту колісних і гусеничних машин розкрито в роботах Я. Є. Фаробіна [74], [75] і М. Н. Коденка [76].

В роботі [32] запропоновано розділяти динамічний спосіб повороту на швидкісний, силовий і комбінований в залежності від того, різниця яких параметрів (кутових швидкостей або моментів) створюється при повороті.

Прагнення забезпечити переваги кінематичного і динамічного способів повороту призвело до появи комбінованого способу повороту [39], [40], [45]. У цьому випадку, для реалізації високої ефективності процесу повороту, необхідно точно погодити роботу рульового керування з трансмісією, між двигуном і гальмівною системою [76]. В роботах [67], [68] показано, що при комбінованому способі керування поворотом збільшується число стезей рухомості колісної машини. Проте, при цьому підвищуються вимоги до функціональної стабільності механізмів і систем, що забезпечують маневреність цих машин.

### 1.3 Енергетичний підхід до оцінки стабільності показників маневреності автомобілів

Маневреність автомобіля, поруч з іншими показниками, визначається також затратами енергії і потужності двигуна на здійснення маневру. Вперше на необхідність оцінки енергетичних затрат при здійсненні маневру звернено увагу в роботах [32], [39], [40], [77]. В роботі [77] виконана оцінка затрат

потужності двигуна на здійснення повороту при русі на магістральних автомобільних дорогах. В указаній роботі запропоновано розкласти потужність двигуна  $N_e$ , що витрачається на три компоненти

$$N_e = N_{e1} + N_{e2} + N_{e3}, \quad (1.2)$$

де  $N_{e1}$  – потужність, що витрачається на здійснення поступального руху автомобіля

$$N_{e1} = \frac{m_a V_a}{\eta_{mp}} \left( gf + \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 \right); \quad (1.3)$$

$m_a, V_a$  – маса і лінійна швидкість автомобіля;

$\eta_{mp}$  – ККД трансмісії;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$f$  – коефіцієнт опору коченню коліс;

$C_x$  – коефіцієнт лобового аеродинамічного опору;

$F$  – площа лобового опору (мідель) автомобіля;

$\rho$  – густина повітря;

$N_{e2}$  – потужність, що необхідна для здійснення усталеного повороту (при усталеному значенні кутової швидкості  $\omega_z$  в площині дороги)

$$N_{e2} = \frac{m_a V_a}{\eta_{mp}} f (h - r_d) \omega_z^2; \quad (1.4)$$

$h$  – висота центру мас автомобіля, м;

$r_d$  – динамічний радіус ведучих коліс. м;

$N_{e3}$  – потужність, що необхідна для підтримання створеного рульовим керуванням необхідного керовного діяння  $\dot{\omega}_z$  при повороті

$$N_{e3} = \frac{m_a V_a}{\eta_{mp}} \frac{R^2 + b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{R} \frac{d\omega_z}{dt}; \quad (1.5)$$

$R$  – радіус повороту автомобіля; для жорстких в боковому напрямку коліс можна прийняти

$$R = Lctg\bar{\alpha}; \quad (1.6)$$

$\bar{\alpha}$  – середній кут повороту направляючих коліс автомобіля;

$b$  – відстань від задньої вісі автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через цю вісь;

$i_z$  – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної вісі.

Оскільки автори статті [77] раніше в роботах [23], [78] відмітили, що маневреність автомобіля слід розглядати ширше, ніж маневреність при повороті, то при оцінці маневреності необхідно використовувати не тільки компоненти  $N_{e2}$ ,  $N_{e3}$ , а і  $N_{e1}$ . Звідси слідує висновок про те, що будь-які невірні витрати потужності двигуна знижують маневреність автомобіля.

В роботі [77], проте, не визначені енергетичні витрати двигуна при малих коливальних відхиленнях направляючих коліс від свого нейтрального положення. Дослідження, проведене Я. Є. Фаробіним [74], показало, що траєкторія руху автомобіля завжди є криволінійною з неперервно змінною у часі кривизною. Вплив водія на органи керування поворотом відбувається майже неперервно і вимірювання кутів повороту направляючих коліс у часі має коливальний характер. Вплив водія на органи керування поворотом відбувається внаслідок різних зовнішніх збурень, зміни технічного стану і нестабільності параметрів автомобіля. останнє необхідно враховувати при проектуванні, виготовленні, експлуатації і ремонті автомобілів.

Впливу малих коливальних відхилень направляючих коліс на стійкість і керованість автомобіля присвячено роботи [79]–[81]. Проте, в цих роботах

не розглядались додаткові витрати енергії на рух автомобіля і потужності двигуна при коливаннях направляючих коліс в горизонтальній площині.

Однією із причин виникнення коливань направляючих коліс автомобіля в горизонтальній площині є дисбаланс і окружний люфт указаних коліс [82]. На рис. 1.2 показана динамічна модель направляючого колеса автомобіля за наявності його дисбалансу і окружного люфту, запропонована в роботі [83].

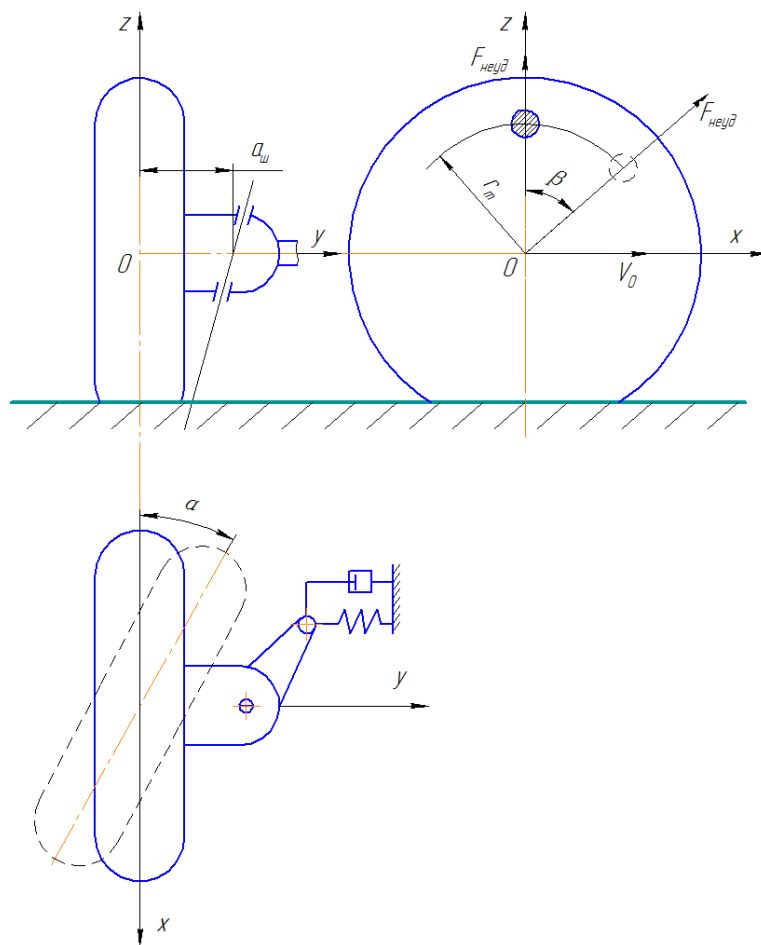


Рисунок 1.2 – Динамічна модель направляючого колеса автомобіля за наявності його дисбалансу і окружного люфту [83]

В указаній роботі [82] визначена залежність кута повороту направляючих коліс від часу, викликаного дисбалансом і окружним люфтом цих коліс.

Для одного із направляючих коліс указана залежність має вид [82]

$$\alpha = \frac{S_0 a_{uu} V_a^2}{I_{kz} r_k^2 \sqrt{\left(k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}} \sin\left(\frac{V_a}{r_k} t - \Delta\right); \quad (1.7)$$

де  $S_0$  – дисбаланс колеса;

$a_{uu}$  – відстань від вертикальної вісі симетрії колеса до вісі шворня (рис. 1.2);

$I_{kz}$  – момент інерції направляючого колеса;

$r_k$  – радіус кочення колеса;

$k$  – кругова частота власних (вільних) коливань направляючого колеса відносно вісі шворня

$$k = \sqrt{\frac{c_{кут}}{I_{kz}}}; \quad (1.8)$$

$c_{кут}$  – кутова жорсткість опору кутовому зміщенню колеса; цей показник в роботі [82] визначено через стабілізуючий момент шини [24];

$2n$  – відносний коефіцієнт (коефіцієнт демпфування), що характеризує в'язке тертя і затухання коливань;

$$2n = \frac{\gamma'}{I_{kz}}; \quad (1.9)$$

$\gamma$  – коефіцієнт в'язкого тертя в пружних елементах при кутових коливаннях направляючого колеса;

$t$  – час;

$\Delta$  – кут зсуву по фазі між коливаннями направляючого колеса і збурюючого моменту

$$\Delta = \operatorname{arctg} \left( \frac{2n \frac{V_a}{r_k}}{k^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2}} \right). \quad (1.10)$$

Амплітуда коливань направляючого колеса може бути визначена із рівняння (1.7)

$$A_\alpha = \frac{S_0 a_u V_a^2}{I_{kz} r_k^2 \sqrt{\left(k^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}}. \quad (1.11)$$

Проте, в роботі [82] не визначено вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс на додаткові витрати енергії і потужності двигуна. Указана задача не розв'язана також в дослідженнях [24], [84]–[89], що присвячені автоколиванням направляючих коліс, дисбалансу, радіальному биттю колісних вузлів і зносу шин.

Основною причиною вимушених коливань підресорених і не підресорених мас автомобіля є дорожні нерівності. За умови, що автомобіль справний і його технічний стан відповідає нормативним документам інші причини виникнення указаних коливань не мають суттєвого значення.

Джерелом високочастотних коливань підвіски автомобіля є биття і невірноваженість коліс [90]. Вони викликають, як і у випадку горизонтальних коливань направляючих коліс, періодичні сили або моменти, що змінюються з кутовою частотою рівною кутовій швидкості коліс. Указані сили і моменти діють завжди, в тому числі і на дорогах з абсолютно рівною поверхнею.

Дослідженню коливань і плавності ходу автомобіля присвячено класичний труд Р. В. Ротенберга [90]. В указаній роботі показано, що решта причин мають менше значення за умови, що автомобіль справний і

відповідає технічним умовам. Проте, з часом і із збільшенням напрацювання відбувається зміна параметрів підвіски і ходової частини. Що призводить до погіршення експлуатаційних властивостей автомобіля і відмов його окремих елементів. Детально вплив дисбалансу шини і биття колісного вузла на роботу автомобіля і знос протектора шин розглянуто в роботі В. І. Кнороза [91]. Коливання автомобіля розглянуті також і в фундаментальному труді А. А. Хачатурова [91].

Вплив дорожніх нерівностей на опір руху автомобіля, оцінка затрат енергії на дорогах з твердим і деформівним покриттям, детально розглянуто в дослідженнях М. Я. Говоруценка [92]. При складанні математичної моделі руху автомобіля. автором указаної роботи [92] моделювались дорожні нерівності у виді гармонічної кривої. Витрати енергії і потужності двигуна на подолання дорожніх нерівностей визначались на основі врахування силової взаємодії коліс і нерівностей дороги. Проте, цю задачу можна було б розв'язати з використанням енергетичного підходу. Таким чином. в розглянутих роботах [86]–[92] вплив дисбалансу і окружного люфту на додаткові витрати енергії і потужності двигуна не розглядався.

При русі автомобіля на повороті (як і в інших випадках маневрів, що супроводжується відведенням шин) на цей час не враховуються витрати енергії, пов'язані із уводом шин. Також не досліджені [32] витрати енергії при русі автомобіля «крабом». Цікавим є порівняння затрат енергії двигуна при традиційному маневрі «переставка» з використанням кінематичного, динамічного або комбінованого способів повороту і порівняння їх з маневром «рух крабом». Збільшення швидкості виконання маневру «переставка» за найменших додаткових затратах потужності двигуна зменшує час здійснення цього маневру, що позитивно впливає на підвищення безпеки руху [93]. Таким чином виникла необхідність проведення комплексної оцінки енергетичних затрат автомобіля при виконанні різних видів маневрування.

Зміна геометрії ходової частини автомобіля, характеристик шин, зміщення і перекося мостів суттєво впливають на стійкість і керуваність автомобілів. Дослідженню указанного питання присвячені дослідження [94]–[98].

В останні роки з'явилися системи підресорювання з динамічними гасниками коливань коліс при русі автомобіля [99], [100], із спеціальними інерційними елементами [101] і демпферами [102], [103]. В указаних роботах розглянуті математичні моделі, що дали можливість провести аналіз віброзахистних властивостей підвісок. Характеристики оптимальної підвіски використані в роботі [103]. Проте, в указаних дослідженнях [99], [100] не визначались витрати енергії двигуна, що розсіюються в підвісці.

Поява активних і напівактивних підвісок і їх активне застосування на електромобілях і гібридних автомобілях дало можливість здійснити рекуперацію енергії коливань [101]–[103]. В результаті досліджень, проведених авторами роботи [86], визначено, що потужність, що розсіюється в підвісці автомобіля складає 10 % – 20 % від потужності двигуна, що затрачається на подолання опору коченню колеса. Слід відмітити, що в роботах [104], [105] розглянуто вплив дисбалансу коліс на коливання підвіски, але в них також не визначались енергетичні витрати в підвісці.

Проведений аналіз показав, що у відомих дослідженнях недостатньо розглянуто вплив зміни технічного стану ходової частини і рульового керування автомобіля на додаткові витрати енергії і потужності двигуна. Визначення цих затрат вимагає додаткового дослідження.

#### 1.4 Висновки за розділом 1 і постановка задач дослідження

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що маневреність є однією із найбільш важливих динамічних властивостей автомобіля, що



містить в собі не тільки маневреність при повороті, а також при розгоні, гальмуванні, русі «крабом» і в інших випадках.

2. Розвиток нетрадиційних способів маневрування викликає необхідність дослідження енергетичних затрат і необхідної потужності двигуна для їх здійснення.

3. Будь-які невиробничі витрати енергії і потужності двигуна знижують показники маневреності автомобіля. Тому необхідно провести дослідження цих затрат і оцінити можливість їх зниження.

4. Необхідно розглянути можливість оцінки затрат енергії і потужності двигуна на коливання підвіски, використовуючи енергетичний підхід.

Аналіз стану питання дозволив визначити наступні задачі дослідження:

– визначити витрати енергії і потужності двигуна на виконання традиційних і нетрадиційних способів маневрування;

– оцінити вплив технічного стану автомобіля на невиробничі витрати енергії і потужності двигуна;

– провести експериментальне дослідження впливу дисбалансу коліс на динамічні, енергетичні і потужнісні показники автомобіля.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [2], [3], [7], [9], [12], [14], [15].

## РОЗДІЛ 2

### ОЦІНКА ЗАТРАТ ЕНЕРГІЇ НА МАНЕВРУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

#### 2.1 Енергетичний підхід до оцінки технічного стану автомобіля

Збільшення енергії, що затрачується на рух є ознакою погіршення технічного стану автомобіля. Збільшення невиробничих затрат потужності і енергії двигуна обумовлено падінням ККД моторно-трансмісійної установки, зміною геометрії ходової частини автомобіля, порушенням кутів установки і дисбалансом коліс, погіршенням амплітудно-частотних характеристик підвіски.

Збільшення невиробничих затрат енергії призводить до зниження показників динамічних властивостей автомобілів, що проявляється при повороті, розгоні і в режимі усталеного руху.

Погіршення технічного стану призводить до збільшення опору руху автомобіля і зниження запасу потужності на ведучих колесах. Запас потужності на колесах необхідний автомобілю для здійснення маневру, що являє собою керований перехідний процес.

Реакція автомобіля на керуючу дію і характер протікання перехідного процесу дозволяє оцінити стійкість і керованість автомобіля. В роботі [90] запропоновані методи оцінки технічного стану гідроприводу колісних і гусеничних машин за зміною параметру стану при перехідних процесах. Для того, щоб здійснити оцінку технічного стану автомобіля за показниками керованості, необхідно розрізняти теоретичні (розрахункові), початкові (за нульового напрацювання автомобіля) і експлуатаційні (за заданого пробігу) показники.

Застосовно до повороту автомобіля, автори робіт [32], [33] запропонували класифікацію показників і критеріїв оцінки властивостей маневреності колісних машин. Тут слід ще розрізняти зв'язок понять «показник» і «критерій». В енциклопедичному словарі [107] дано наступне

визначення показника: «Явище або подія за якими можна зробити висновок про хід якого-небудь процесу». Критерій [107 (від грец. *kriterion* – засіб судження), признак на основі якого проводиться оцінка, визначення або класифікація чого-небудь, міра оцінки.

Аналіз класифікації властивостей маневреності автомобіля, що наведена в [32], [33] показав, що усі показники і критерії керованості можна розділити на кінематичні, силові (динамічні), енергетичні і узагальнені.

Енергетичний показник, що запропоновано в роботах [32], [33], характеризує відносне збільшення кінетичної енергії, яке необхідне для збереження усталеної швидкості  $V_{a1}$  поступального руху автомобіля. В даному випадку указане збільшення кінетичної енергії необхідне для набору кінетичної енергії обертального руху за збереження постійного рівня кінетичної енергії поступального руху автомобіля. Такий підхід наштовхує на думку про те, що кінетична енергія поступального руху може бути показником енергетичного рівня автомобіля.

За погіршення технічного стану автомобіля необхідні більші (ніж для технічного справного стану) витрати енергії двигуна для підтримання заданого рівня кінетичної енергії поступального руху автомобіля. За усталеного руху, швидкість автомобіля здійснює коливання відносно свого середнього значення. коливається і рівень кінетичної енергії, що призводить до додаткових затрат енергії двигуна. Ці питання розглянуті авторами дослідження [108].

Додаткові витрати енергії необхідні і для виконання автомобілем маневру – розгону або повороту. Зниження запасу потужності на ведучих колесах призводить до зниження показників маневреності і керованості автомобілів. В роботах [32], [33] запропоновано в якості показника керованості використовувати лінійне прискорення (при розгоні або гальмуванні) і кутове прискорення (при здійсненні входу в поворот або виходу із повороту). За цими показниками також можна оцінювати технічний стан автомобіля. Слід сказати, що при порівнянні показника керованості з

його граничними (за будь-якою умовою) або нормативними значеннями здійснюється критеріальна оцінка керованості і технічного стану автомобіля. Граничні або нормативні значення показників керованості у цьому випадку є критеріями і повинні бути об'єктом більш детального дослідження для кожної конкретної моделі автомобіля. При порівнянні між собою показників керованості різних автомобілів (за наявності базової моделі) можна проводити оцінку технічного рівня указаних машин. При порівнянні показників керованості одного і того ж автомобіля за різного напруцювання, можна здійснити оцінку його технічного стану.

## 2.2 Оцінка витрат енергії на поступальний рух автомобіля

Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути показником енергетичної навантаженості автомобіля. Між кінетичною енергією і затратами енергії на рух автомобіля існує взаємозв'язок. Існує указаний взаємозв'язок і за рівномірного руху. Слід сказати, що рівномірний рух (в ідеальному виді) автомобіля реалізувати неможливо, оскільки як тягова сила, так і сили опору мають коливальний характер зміни [108]. Реалізується усталений режим руху автомобіля, який на відміну від рівномірного відбувається з постійною середньою, а не миттєвою швидкістю. Коливання швидкості супроводжуються коливаннями кінетичної енергії поступального руху. Коливання кінетичної енергії автомобіля і призводять до додаткових витрат енергії двигуна за усталеного руху.

Визначимо взаємозв'язок між кінетичною енергією автомобіля і затратами потужності та енергії двигуна за умовно рівномірного руху машини. Рівняння тягової динаміки машини має вид

$$\delta_{об} m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - m_a g \psi - \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (2.1)$$

де  $\delta_{об}$  – коефіцієнт врахування обертальних мас двигуна і трансмісії;

$P_k$  – тягова сила на ведучих колесах;

$\psi$  – сумарний коефіцієнт дорожнього опору;

$$\psi = f \pm i, \quad (2.2)$$

$i$  – подовжній ухил дороги.

За рівномірного руху автомобіля  $\frac{dV_a}{dt} = 0$  і рівняння (2.1)

перетворюється до виду

$$P_k = m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2, \quad (2.3)$$

Після перемноження лівої і правої частин рівняння (2.3) на лінійну швидкість автомобіля  $V_a$  отримаємо

$$\begin{aligned} N_k = P_k V_a &= \left( m_a g \psi + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right) V_a = \\ &= \frac{m_a V_a^2}{2} \left( \frac{2g\psi}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a}{m_a} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{i \dot{m}} \end{aligned}, \quad (2.4)$$

де  $N_k$  – тягова потужність на ведучих колесах автомобіля;

$K_{осн}$  – коефіцієнт, що пов'язує між собою величину потужності на колесах з кінетичною енергією поступального руху автомобіля

$$K_{осн} = \frac{2g\psi}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a}{m_a}. \quad (2.5)$$

Чим менше величина  $K_{осн}$ , тим за менших затрат потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху буде підтримуватись заданий рівень кінетичної енергії поступального руху автомобіля.

Величина  $K_{осн}$ , як видно із виразу (2.5), має мінімум, який може бути визначений із умови

$$\begin{cases} \frac{\partial K_{осн}}{\partial V_a} = 0 \\ \frac{\partial K_{осн}}{\partial V_a} > 0 \quad \text{при} \quad V_a = V_{арац} \end{cases}, \quad (2.6)$$

де  $V_{арац}$  – раціональна швидкість автомобіля, при якій  $\frac{\partial K_{осн}}{\partial V_a} = 0$ .

В результаті пошуку оптимуму отримаємо

$$V_{арац} = \sqrt{\frac{2g\psi m_a}{C_x \rho F}}. \quad (2.7)$$

Друга похідна  $\frac{\partial^2 K_{осн}}{\partial V_a^2} > 0$ , що свідчить про наявність мінімуму.

Після підстановки виразу (2.7) в рівняння (2.5) отримаємо

$$K_{осн} = (K_{осн})_{min} = 2\sqrt{\frac{2g\psi C_x \rho F}{m_a}}. \quad (2.8)$$

Вирази (2.5), (2.7), (2.8) є теоретичною базою для діагностування основних втрат енергії автомобіля при усталеному русі. В роботі [40]

визначено, що величина  $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$  для вантажних і легкових автомобілів складає  $3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}$ , а для автобусів –  $2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}$ .

На рис. 2.1 наведені графіки залежності  $V_{\text{арац}}(\psi)$  за різних значень  $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$ .

На рис. 2.2 показана залежність  $(K_{\text{осн}})_{\text{min}}$  від сумарного коефіцієнту дорожнього опору  $\psi$  за різних значень  $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$ .

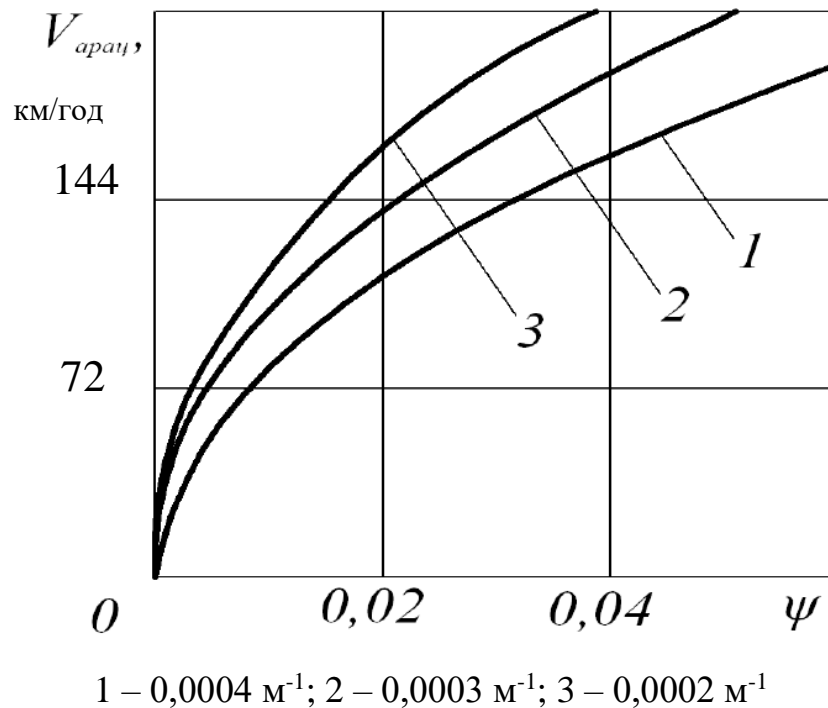


Рисунок 2.1 – Залежність  $V_{\text{арац}}(\psi)$  за різних значень  $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$

Аналіз графіків наведених на рис. 2.2 показує, що при нормуванні коефіцієнту зв'язку  $K_{\text{осн}}$  слід приймати його рівним  $\psi$ .

Роботу тягової сили на ведучих колесах  $A_k$  за рівномірного руху автомобіля можна визначити як

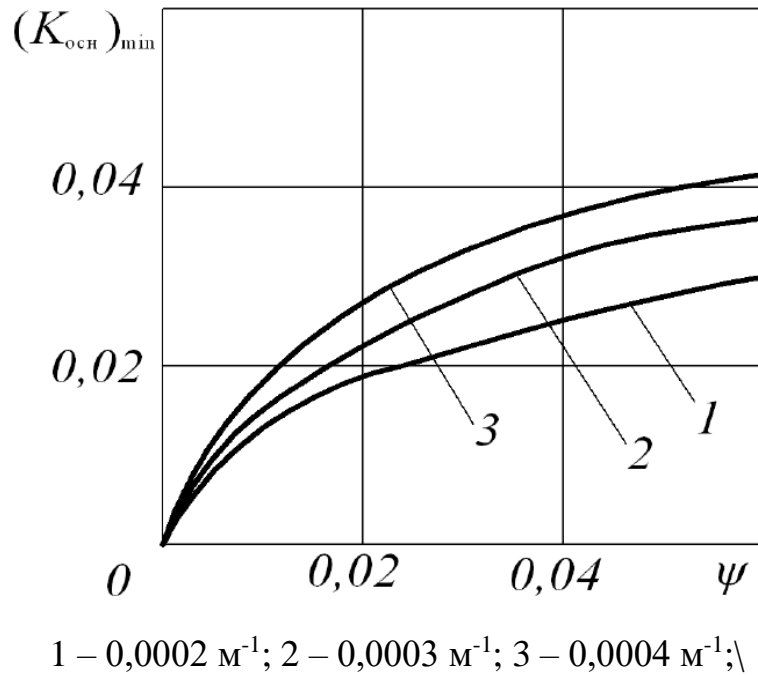


Рисунок 2.2 – Залежність  $(K_{очн})_{min} = f(\psi)$  за різних значень  $\frac{C_x \rho F}{2m_a}$

$$A_k = N_k t = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{очн} t = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{очнс}, \quad (2.9)$$

де  $K_{очнс}$  – коефіцієнт зв'язку між роботою тягової сили і кінетичною енергією поступального руху автомобіля

$$K_{очнс} = K_{очн} t. \quad (2.10)$$

Визначимо співвідношення між рівнем кінетичної енергії автомобіля і його лінійним прискоренням при маневрі «розгін».

В роботі [109] визначено взаємозв'язок між прискоренням  $\dot{V}_a$  автомобіля і частиною потужності на колесах  $N_{кр}$ , що затрачується на розгін

$$N_{кр} = m_a V_a \dot{V}_a. \quad (2.11)$$



Здійснивши перетворення, отримаємо

$$N_{кр} = \frac{m_a V_a^2}{2} \left( \frac{2\dot{V}_a}{V_a} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{розг}, \quad (2.12)$$

де  $K_{розг}$  – коефіцієнт зв'язку між початковою кінетичною енергією і початковим лінійним прискоренням автомобіля при розгоні

$$K_{розг} = \frac{2\dot{V}_a}{V_a}. \quad (2.13)$$

Указаний показник може використовуватись як при оцінці технічного рівня нового автомобіля, так і при оцінці технічного стану машини після деякого пробігу. Нормування при діагностиці технічного стану автомобіля повинно заключатись у визначенні максимально-допустимого значення  $K_{розг} = (K_{розг})_{max}$ . При виконанні розрахунків необхідно враховувати максимальну, тобто повну масу автомобіля.

Визначимо на прикладі 12 легкових і 6 вантажних автомобілів різних класів значення  $(K_{осн})_{кін}$  (табл. 2.1 і табл. 2.2).

Порівняльний аналіз результатів розрахунку показника  $(K_{осн})_{кін}$ , що наведені в табл. 2.1 і табл. 2.2 дозволив визначити наступне:

- значення показника  $(K_{осн})_{кін}$ , що визначені за  $V_a = V_{a\text{ рац}}$  для легкових і вантажних автомобілів знаходяться приблизно в одних і тих же межах;
- значення  $(K_{осн})_{кін}$  за спорядженої маси вище, ніж за повної маси автомобіля (це видно і із виразу (2.8)).

Для отримання мінімального значення коефіцієнту зв'язку  $(K_{осн})_{кін}$  між потужністю на валу двигуна і кінетичною енергією рухомого автомобіля необхідно (у відповідності з рівнянням (2.7)) здійснити регулювання

швидкості руху  $V_a$  автомобіля. На рис. 2.3 наведені графіки залежності  $V_{a\text{рац}}(m_a)$  для 7-ми моделей легкових автомобілів із числа, указанного в табл. 2.1. Аналогічні графіки залежності  $V_{a\text{рац}}(m_a)$  для 6-ти моделей вантажних автомобілів (див. табл. 2.2) наведені на рис. 2.4.

Таблиця 2.1 – Визначення показника  $(K_{осн})_{кін}$  для 12-ти моделей

легкових автомобілів

№ п/п	Модель автомобіля	Маса автомобіля. кг		Параметр $\frac{C_x \rho F}{2}$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup>	$(K_{осн})_{кін}$ , Вт/Дж
		повна $m_{пов}$ , кг	споряджена $m_{сп}$ , кг		
1	ЗАЗ-966	1080	800	0,491	0,0267/0,0310*
2	ВАЗ-2101	1345	955	0,443	0,0227/0,0270
3	М-408	1330	990	0,436	0,0227/0,0263
4	М-412	1340	1000	0,436	0,0226/0,0262
5	ГАЗ-21	1875	1450	0,409	0,0185/0,0210
6	ГАЗ-24	1825	1420	0,445	0,0196/0,0222
7	ГАЗ-13	2625	2100	0,581	0,0186/0,0208
8	ЗИЛ-111Г	3130	2815	0,604	0,0174/0,0183
9	ЗИЛ-114	3610	3085	1,047	0,0213/0,0231
10	ВАЗ-2112	1050	800	0,419	0,0250/0,0287
11	Honda S2000	1535	1300	0,591	0,0246/0,0267
12	Volvo VT0T5	2100	1500	0,504	0,0194/0,023

\*У чисельнику наведено значення  $(K_{осн})_{кін}$  за повної маси автомобіля, а у знаменнику – за спорядженої

Рівняння (2.7) може використовуватись в якості закону регулювання швидкості руху автомобіля за змінних параметрів  $m_a$  і  $\psi$  з метою отримання

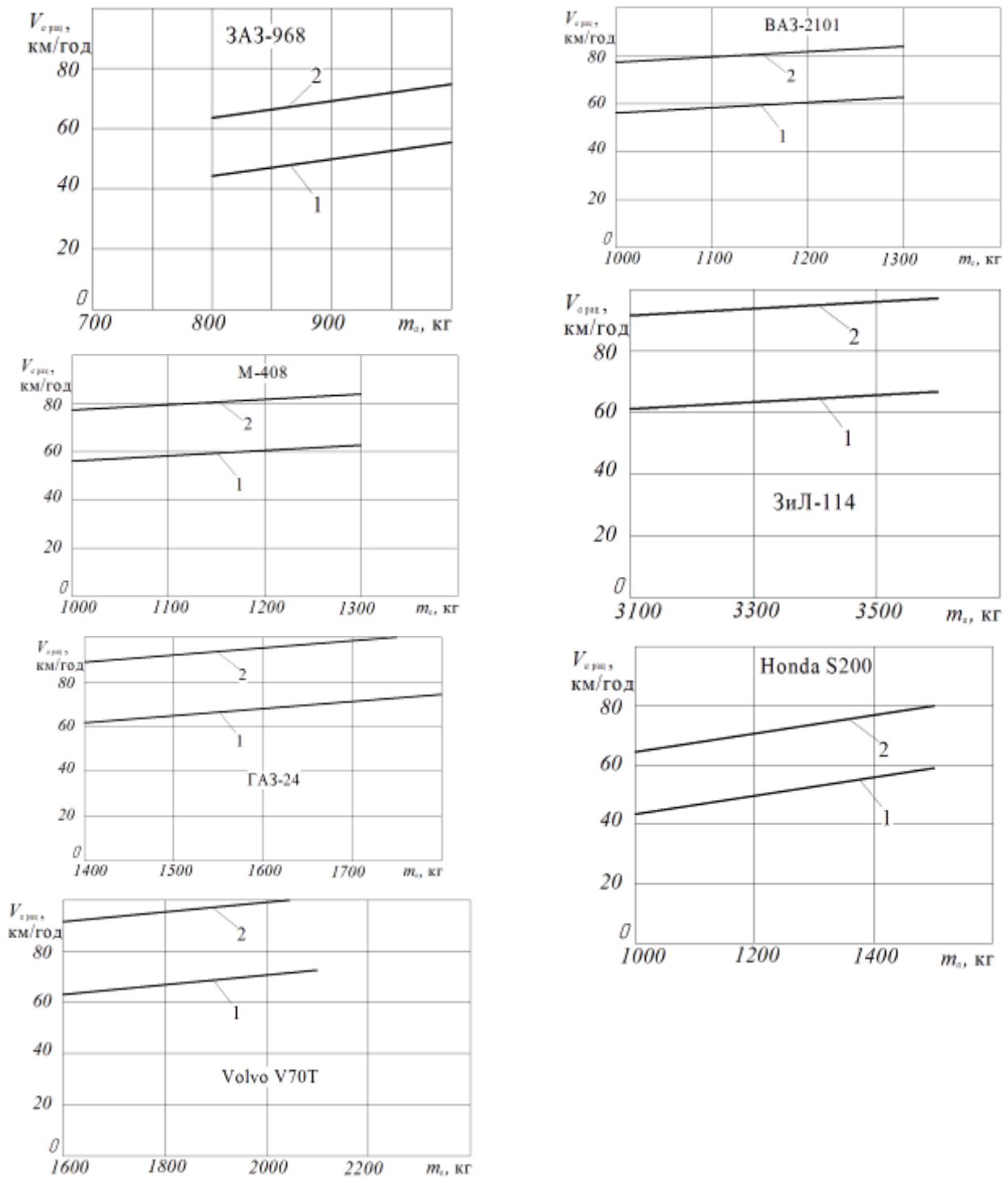
її раціонального значення. На цей час існують способи визначення маси автомобіля  $m_a$  в процесі його руху. Сумарний коефіцієнт  $\psi$  дорожнього опору змінюється лише за рахунок величини подовжніх ухилів  $i$ , оскільки величина опору коченню сучасних шин на сухому асфальтобетоні змінюється в незначних межах. На сьогоднішній день також існують способи визначення подовжнього ухилу дороги під час руху автомобіля.

Таблиця 2.2 – Визначення показника  $(K_{осн})_{кін}$  для 6-ти моделей вантажних автомобілів

№ п/п	Модель автомобіля	Маса автомобіля. кг		Параметр $\frac{C_x \rho F}{2}$ , Н·с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup>	$(K_{осн})_{кін}$ , Вт/Дж
		повна $m_{пов}$ , кг	споряджена $m_{сп}$ , кг		
1	ГАЗ-53А	7400	3250	2,463	0,023/0,034*
2	ЗиЛ-130	9525	4300	2,906	0,022/0,033
3	МАЗ-500	14225	6500	3,537	0,020/0,029
4	Урал-4320	15000	7275	4,370	0,021/0,031
5	КрАЗ-5320	15025	6800	3,632	0,019/0,029
6	КрАЗ-6322	23355	11130	4,511	0,017/0,025
*У чисельнику наведено значення $(K_{осн})_{кін}$ за повної маси автомобіля, а у знаменнику – за спорядженої					

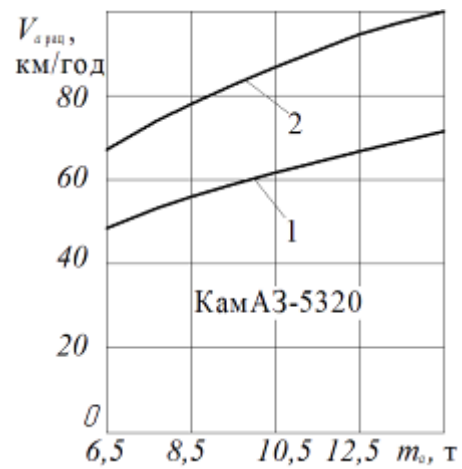
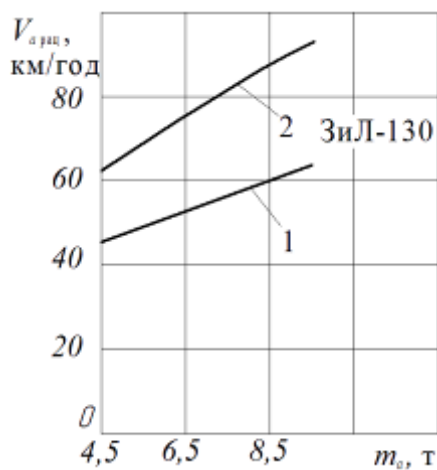
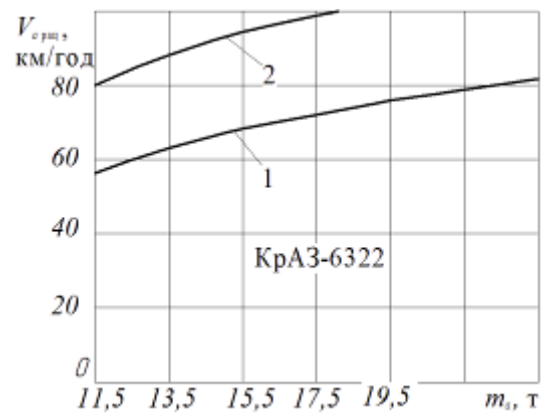
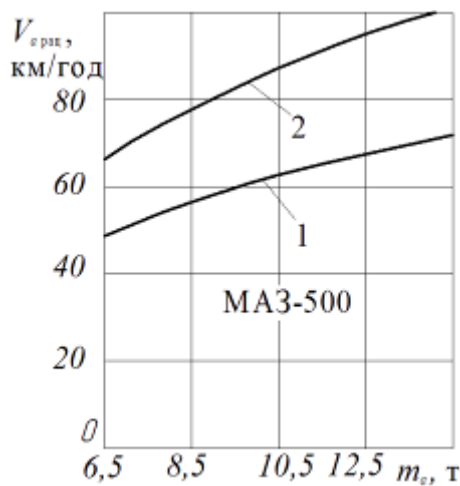
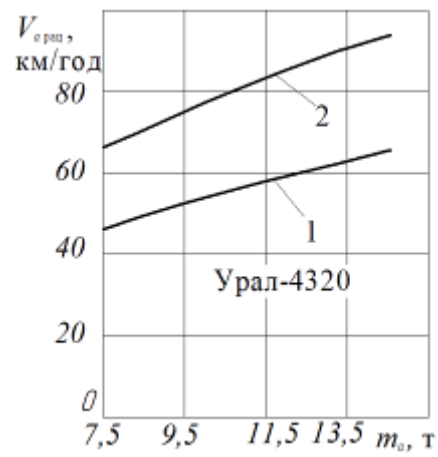
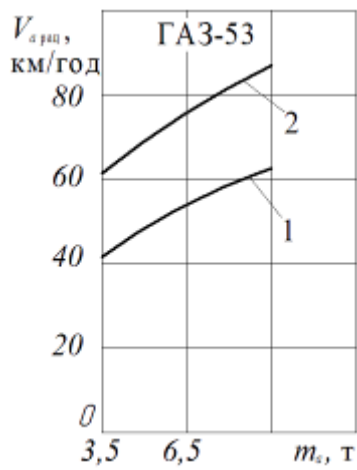
### 2.3 Оцінка рівня енергетичної завантаженості автомобілів

При проектуванні і оцінці динамічних властивостей автомобілів використовується показник – питома потужність автомобіля, що



1 –  $\psi=0,01$ ; 2 –  $\psi=0,02$

Рисунок 2.3 – Залежності  $V_{a\text{рац}}$  від маси  $m_a$  легкових автомобілів за різних значень коефіцієнту  $\psi$  для 7-ми моделей легкових автомобілів із числа, указанного в табл. 2.1. аналогічні графіки залежності  $V_{a\text{рац}}(m_a)$



1 –  $\psi=0,01$ ; 2 –  $\psi=0,02$

Рисунок 2.4 – Залежності  $V_{арц}$  від маси  $m_a$  вантажних автомобілів за різних значень коефіцієнту  $\psi$  для 7-ми моделей легкових автомобілів із числа, указанного в табл. 2.1. аналогічні графіки залежності  $V_{арц}(m_a)$

визначається як відношення максимальної ефективної потужності двигуна  $N_{e\max}$  до повної маси  $m_{нов}$  [109], [110]

$$N_{num} = \frac{N_{e\max}}{m_{нов}}. \quad (2.14)$$

В роботах [109], [110] визначено, що з спливанням часу указаний показник збільшується за експоненціальним законом, що обумовлено ростом конструктивних швидкостей автомобілів [111].

В якості показника використовується також відношення спорядженої маси автомобіля  $m_{сн}$  до максимальної ефективної потужності двигуна  $N_{e\max}$  [112]. Проте оцінка динамічних властивостей автомобіля з використанням спорядженої, а не повної маси не дає об'єктивної інформації.

Тому, на наш погляд, більш об'єктивним показником енергетичної завантаженості автомобіля може бути відношення максимальної ефективної потужності двигуна до максимальної кінетичної енергії поступального руху машини. Максимальна кінетична енергія поступального руху повинна розраховуватись за повної маси  $m_{нов}$  і максимальної швидкості  $V_{max}$  автомобіля

$$(W_{кин})_{max} = \frac{m_{нов} V_{max}^2}{2}. \quad (2.15)$$

Рівень енергетичної завантаженості автомобілів визначається наступною залежністю

$$Y_W = \frac{2N_{e\max}}{m_{нов} V_{max}^2}. \quad (2.16)$$

Вираз (2.16) містить в собі три максимальних значення величин, що визначають потужнісні, інерційні і швидкісні параметри автомобіля.

Використання виразу (2.16) дозволяє оцінити і порівняти між собою рівні енергетичної завантаженості автомобілів різних видів і класів, а також автомобілів, що були випущені у різні часи. Розглянемо на прикладі 12 моделей автомобілів різних класів, випущених у різний час в різних країнах, як впливають параметри цих машин на рівень енергетичної завантаженості  $Y_W$ . В табл. 2.3 наведено параметри 12 моделей легкових автомобілів різних класів випущених у різні часи в різних країнах. Для порівняння в табл. 2.1 наведено також значення питомої потужності автомобіля  $N_{num}$ , розрахованої за формулою (2.14).

Аналіз результатів розрахунку показників  $Y_W$  і  $N_{num}$ , наведених в табл. 2.3, показує, що показник  $Y_W$  у порівнянні з  $N_{num}$  має менше розсіювання. Математичне очікування величини  $Y_W$  для 12-ти розглянутих моделей автомобілів складає  $\bar{Y}_W = 0,047$  кВт/Дж, середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{Y_W} = \pm 0,006$  кВт/Дж, коефіцієнт варіації  $v_{Y_W} = \pm 0,128$ . Для цих же моделей автомобілів середнє значення питомої потужності  $\bar{N}_{num} = 48,67$  кВт/т, середнє квадратичне відхилення  $\sigma_{N_{num}} = \pm 22,95$  кВт, коефіцієнт варіації  $v_{N_{num}} = \pm 0,471$ .

Це підтверджує гіпотезу про те, що через менше розсіювання значень показника  $Y_W$ , останній дає можливість більш об'єктивно оцінити енергетичні показники автомобілів.

Використовуючи рівняння (2.4) визначимо ефективну потужність двигуна

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_{mp}} = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} \left( \frac{2g\Psi}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a}{m_a} \right) = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} K_{осн}. \quad (2.17)$$

Таблиця 2.3 – Вплив рівня енергетичної навантаженості 12-ти моделей легкових автомобілів

№ п.п	Модель автомобіля	Рік випуску	Максимальна швидкість $V_{max}$		Максимальна потужність двигуна $N_{e max}$		Повна маса $m_{нов}$ , кг	Максимальна кінетична енергія автомобіля ( $W_{кін}$ ) <sub>max</sub> , кДЖ	$\eta_{\delta \delta}$	$Y_W$ , кВт/Дж	$N_{nut}$ , кВт/т
			м/с	км/год	к.с.	кВт					
1	ЗАЗ-966	1968	33,33	120	43	32	1080	600,00	0,88	0,053	28,63
2	М-408	1964	33,33	120	50	36,75	1330	738,89	0,90	0,050	27,63
3	М-412	1967	38,89	140	75	55	1340	1013,27	0,90	0,054	41,04
4	ВАЗ-2101	1970	38,89	140	60	44	1345	1017,11	0,90	0,043	32,71
5	ВАЗ-2112	2004	47,22	170	91	66,7	1500	1672,30	0,92	0,040	44,77
6	ГАЗ-21	1965	36,11	130	75	55	1875	1222,44	0,92	0,045	29,33
7	ГАЗ-24	1968	40,28	145	98	72	1825	1480,51	0,92	0,049	39,45
8	ГАЗ-13	1959	44,44	160	195	143	2625	2592,07	0,92	0,055	54,48
9	ЗИЛ-111Г	1963	47,22	170	200	147	3130	3489,52	0,92	0,042	46,96
10	ЗИЛ-114	1967	52,77	190	300	220	3610	5026,33	0,90	0,044	60,94
11	Honda S2000	1999	66,67	240	241	177	1535	3411,45	0,90	0,052	115,37
12	Volvo VT0T5	2004	58,33	210	180	132	2100	3572,51	0,90	0,037	62,86



За  $N_e = N_{e\max}$ , приймаючи  $m_a = m_{нов}$  і  $V_a = V_{\max}$ , перетворимо (2.17) до виду

$$N_{e\max} = \frac{m_{нов} V_{\max}^2}{2\eta_{mp}} \left( \frac{2g\psi}{V_{\max}} + \frac{C_x \rho F V_{\max}}{m_{нов}} \right). \quad (2.18)$$

Із (2.18) визначимо

$$Y_W = \frac{\frac{2g\psi}{V_{\max}} + \frac{C_x \rho F V_{\max}}{m_{нов}}}{\eta_{mp}}. \quad (2.19)$$

Із виразу (2.19) визначимо значення сумарного коефіцієнту дорожнього опору  $\psi_{Vm}$  за яких автомобіль з повною масою  $m_{нов}$  і на максимальній швидкості  $V_{\max}$  може продовжувати рух

$$\psi_{Vm} = \frac{V_{\max}}{2g} \left( Y_W \eta_{mp} - \frac{C_x \rho F V_{\max}}{m_{нов}} \right). \quad (2.20)$$

Величина  $\psi_{Vm} > 0$  за умови

$$Y_W > \frac{C_x \rho F V_{\max}}{m_{i\grave{a}} \eta_{\delta}}. \quad (2.21)$$

Використовуючи відношення (2.7), визначимо раціональну швидкість автомобіля  $V_{a\text{рац}}$ , за якої величина  $K_{осн} = (K_{осн})_{\min}$ . Розглянемо на прикладі 12-ти моделей легкових автомобілів (див. табл. 2.2).

Аналіз результатів розрахунку, наведеного в табл. 2.4, показав наступне:

- автомобілі М-408, ГАЗ-24, ГАЗ-13, ЗИЛ-111Г мають  $V_{a\text{ рац}} \cong V_{\text{max}}$ ;
- автомобілі ЗАЗ-966, М-412, ВАЗ-2101, ВАЗ-2112, ЗИЛ-114, Honda S2000, Volvo VT0T5 мають  $V_{a\text{ рац}} < V_{\text{max}}$ ;
- автомобіль ГАЗ-21 має  $V_{a\text{ рац}} > V_{\text{max}}$ .

Таблиця 2.4 – Розрахунок раціональної швидкості руху 12-ти моделей легкових автомобілів

№ п.п	Модель автомобіля	Повна маса $m_{\text{нов}}$ , кг	Параметр $\frac{C_x \rho F}{2}$ , $\text{Нс}^2/\text{м}^2$	$\eta_{\delta}$	Максимальна швидкість $V_{\text{max}}$		Раціональна швидкість $V_{a\text{ рац}}$	
					м/с	км/ГОД	м/с	км/ГОД
1	ЗАЗ-966	1080	0,491	0,88	33,33	120	29,37	106
2	М-408	1330	0,436	0,90	33,33	120	34,59	125
3	М-412	1340	0,443	0,90	38,89	140	34,72	125
4	ВАЗ-2101	1345	0,419	0,90	38,89	140	34,52	124
5	ВАЗ-2112	1500	0,409	0,92	47,22	170	37,40	135
6	ГАЗ-21	1875	0,445	0,92	36,11	130	42,41	153
7	ГАЗ-24	1825	0,445	0,92	40,28	145	40,12	144
8	ГАЗ-13	2625	0,581	0,92	44,44	160	42,10	152
9	ЗИЛ-111Г	3130	0,604	0,92	47,22	170	45,09	162
10	ЗИЛ-114	3610	0,047	0,90	52,77	190	36,78	132
11	Honda S2000	1535	0,591	0,90	66,67	240	31,92	115
12	Volvo VT0T5	2100	0,504	0,90	58,33	210	40,43	146

Таким чином, запропонований показник дозволяє проводити оцінку рівня енергетичної завантаженості автомобілів.

Отримана умова (2.21) дозволяє на етапі попереднього проектування здійснити вибір необхідного рівня енергонавантаженості, тобто відношення максимальної потужності двигуна до максимального значення кінетичної енергії поступального руху автомобіля.

Величина, обернена до  $Y_W$ , являє собою показник енергетичної ефективності автомобіля

$$E_W = \frac{1}{Y_W} = \frac{m_{нов} V_{\max}^2}{2N_{e \max}}. \quad (2.22)$$

#### 2.4 Оцінка затрат енергії на поворот автомобіля

Маневреність автомобіля, поряд із іншими показниками, визначається також затратами енергії і потужності двигуна на здійснення маневру.

Енергія автомобіля, що витрачається на поворот, може бути отримана з використання відношень (1.2), (1.3), (1.4), (1.5)

$$W_e = W_{e1} + W_{e2} + W_{e3} = \int_0^{t_{нов}} N_{e1} dt + \int_0^{t_{нов}} N_{e2} dt + \int_0^{t_{ex}} N_{e3} dt + \int_0^{t_{вих}} N_{e3} dt, \quad (2.23)$$

де  $t_{нов}$  – час здійснення автомобілем повороту

$$t_{нов} = \frac{l_{нов}}{V_a} \cong \frac{R\psi_z}{V_a}; \quad (2.24)$$

$l_{нов}$  – довжина шляху, що проходить автомобіль на повороті;

$\psi_z$  – зміна курсового кута автомобіля за час здійснення повороту;

$t_{вх}$ ,  $t_{вих}$  – час входу в поворот і час виходу з повороту, відповідно.

Після підстановки виразу (1.3) в перший доданок правої частини рівняння (2.23) і інтегрування за  $V_{max} = const$

$$W_{e1} = \frac{m_a V_a}{\eta_{mp}} \left( gf + \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 \right) t_{нов}. \quad (2.25)$$

Відношення (2.25) з урахуванням (2.24) може бути перетворене до наступного вигляду

$$W_{e1} = \frac{m_a \psi_z R}{\eta_{mp}} \left( gf + \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 \right). \quad (2.26)$$

Другий доданок правої частини рівняння (2.23) після підстановки в нього відношення (1.4) буде мати вигляд

$$W_{e2} = \frac{m_a f (h - r_\partial)}{\eta_{mp}} \int_0^{t_{нов}} V_a \omega_z^2 dt. \quad (2.27)$$

За  $V_{max} = const$  і  $\omega_z = const$  вираз (2.27) буде мати вигляд

$$W_{e2} = \frac{m_a f(h - r_\partial)}{\eta_{mp}} V_a \omega_z^2 t_{нов}. \quad (2.28)$$

Після підстановки (2.24) в (2.28) отримаємо

$$W_{e2} = \frac{m_a f(h - r_\partial)}{\eta_{mp}} R \psi_z \omega_z^2. \quad (2.29)$$

За усталеного повороту, враховуючи відношення

$$\omega_z = \frac{V_a}{R}, \quad (2.30)$$

перетворимо вираз (2.27) до вигляду

$$W_{e2} = \frac{m_a V_a^2}{R} \psi_z \frac{f(h - r_\partial)}{\eta_{mp}}. \quad (2.31)$$

Визначимо енергію двигуна, що витрачається на створення кутового прискорення автомобіля при вході в поворот і виході із повороту

$$W_{e3} = W'_{e3} + W''_{e3} = \int_0^{t_{вх}} N_{e3} dt + \int_0^{t_{вих}} N_{e3} dt, \quad (2.32)$$

де  $W'_{e3}$ ,  $W''_{e3}$  – витрати енергії на створення кутових прискорень автомобіля при вході в поворот і виході з повороту, відповідно.

Використовуючи рівняння (2.30), отримаємо

$$d\omega_z = -\frac{V_a}{R^2} dR. \quad (2.33)$$

Рівняння (2.32) з урахуванням відношень (1.5), (2.30) і (2.33) буде мати вигляд

$$W_{e3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ -\int_{R_{\max}}^{R_{\min}} \frac{dR}{R} - \int_{R_{\max}}^{R_{\min}} \frac{dR}{R^3} - \int_{R_{\max}}^{R_{\min}} \frac{dR}{R} - \left[ b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta) \right] \int_{R_{\max}}^{R_{\min}} \frac{dR}{R} \right\} = 0, \quad (2.34)$$

де  $R_{\max}$ ,  $R_{\min}$  – максимальний і мінімальний радіуси кривизни траєкторії руху автомобіля при повороті,  $R_{\min} = R$ ,  $R_{\max} \rightarrow \infty$ .

Отриманий результат свідчить про те, що при розрахунку енергії двигуна, що затрачається на здійснення повороту автомобілем, перехідні режими руху можна не враховувати. Це пов'язано з тим, що при вході в поворот загальні витрати енергії збільшуються на  $W_{e3}$ , а при виході з повороту зменшуються на ту ж величину  $W_{e3}$ .

Таким чином, сумарні витрати енергії двигуна на поворот автомобіля

$$W_e = W_{e1} + W_{e2} = \frac{m_a}{\eta_{mp}} \left[ \psi_z R \left( gf + \frac{C_x \rho F}{2m_a} V_a^2 \right) + \frac{V_a^2}{R} \psi_z f (h - r_\delta) \right]. \quad (2.35)$$

Рівняння (2.26) після перетворень буде мати вид

$$W_e = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} \psi_z \left[ R \left( \frac{2gf}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{m_a} \right) + 2f \frac{(h - r_\delta)}{R} \right]. \quad (2.36)$$

Із виразу (2.36) видно, що витрати енергії двигуна на здійснення повороту автомобілем пропорційні кінетичній енергії автомобіля

$$W_{кин} = \frac{m_a V_a^2}{2}. \quad (2.37)$$

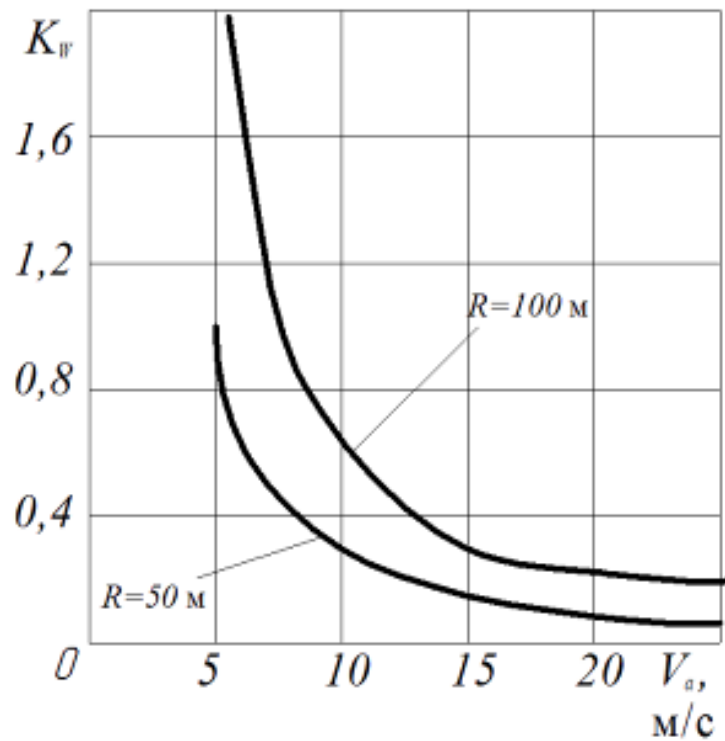
з коефіцієнтом пропорційності

$$K_W = \frac{\psi_z}{\eta_{mp}} \left[ R \left( \frac{2gf}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{m_a} \right) + 2f \frac{(h - r_0)}{R} \right]. \quad (2.38)$$

Рівень кінетичної енергії  $W_{кин}$  характеризує одночасно навантаження автомобіля (його маса  $m_a$ ) і швидкість руху  $V_a$ . Будь-які зміни опору руху призводять до зміни швидкості руху  $V_a$  і рівня кінетичної енергії автомобіля  $W_{кин}$ . Тому величина  $W_{кин}$  може слугувати одиницею вимірювання основних і додаткових затрат енергії двигуна на рух автомобіля в різних дорожніх умовах при різному технічному стані його елементів.

Коефіцієнт  $K_W$  дозволяє здійснити оцінку рівня основних і додаткових затрат на рух автомобіля. На рис. 2.5 для автомобіля Урал-4320 наведено графіки залежностей коефіцієнту  $K_W$  від швидкості руху  $V_a$ . На рис. 2.5 показано графіки указаної залежності для радіусів кривизни траєкторії  $R$  руху, що рівняються 50 м і 100 м.

Аналіз представлених на рис. 2.5 графіків показує, що з збільшенням швидкості руху автомобіля  $V_a$  відбувається різке зниження відносних додаткових затрат енергії на поворот автомобіля за різних радіусів кривизни траєкторії.



$$h = 1,27 \text{ м}; r_{\delta} = 0,555 \text{ м}; f = 0,015; \frac{C_x \rho F}{2m_a} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1} [106]; \psi_z = \frac{\pi}{2}$$

Рисунок 2.5 – Залежності  $K_W(V_a)$  для автомобіля Урал-4320

Функція  $K_W(R)$  є виразом (2.38) і має мінімум, що реалізується за значень радіусу кривизни траєкторії

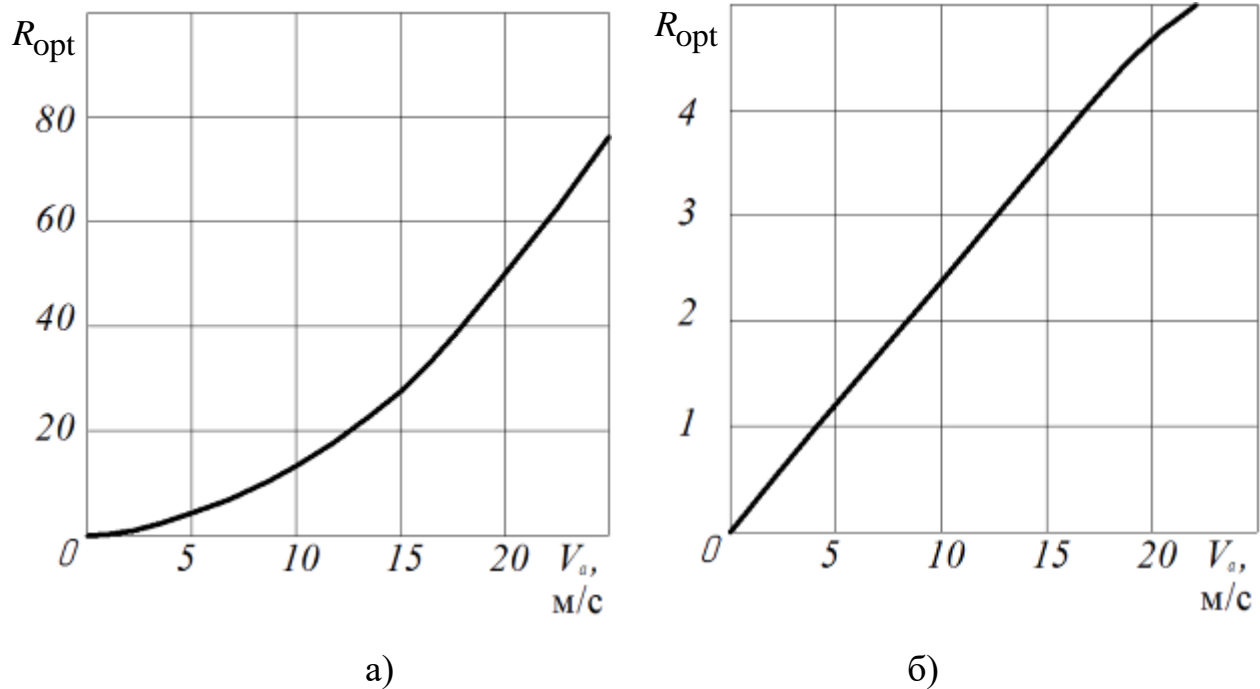
$$R = R_{\text{opt}} \sqrt{\frac{h - r_{\delta}}{\frac{g}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{2m_a f}}}. \quad (2.39)$$

При підстановці (2.39) в (2.38) отримаємо вираз для визначення мінімальної величини коефіцієнту  $K_W$



$$(K_W)_{\min} = \frac{4f}{\eta_{mp}} \psi_z \sqrt{(h - r_{\partial}) \left( \frac{g}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{2m_a f} \right)}. \quad (2.40)$$

Графік залежності  $R_{\text{opt}}(V_a)$  для автомобіля Урал 4320 наведено на рис. 2.6, а результати, що представлено на рис. 2.6 а вимагають перевірки за умовою відсутності бокового ковзання коліс автомобіля при русі на повороті.



$$h = 1,27 \text{ м}; r_{\partial} = 0,555 \text{ м}; f = 0,015; \frac{C_x \rho F}{m_a} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}; \psi_z = \frac{\pi}{2}; \eta_{mp} = 0,9$$

Рисунок 2.6 – Залежності  $R_{\text{opt}}(V_a)$  (а) і  $R_{\text{min}}(V_a)$  (б) для автомобіля Урал-4320

Мінімально-допустимий радіус повороту автомобіля за умови відсутності бокового ковзання коліс може бути визначений за відомою залежністю [39]

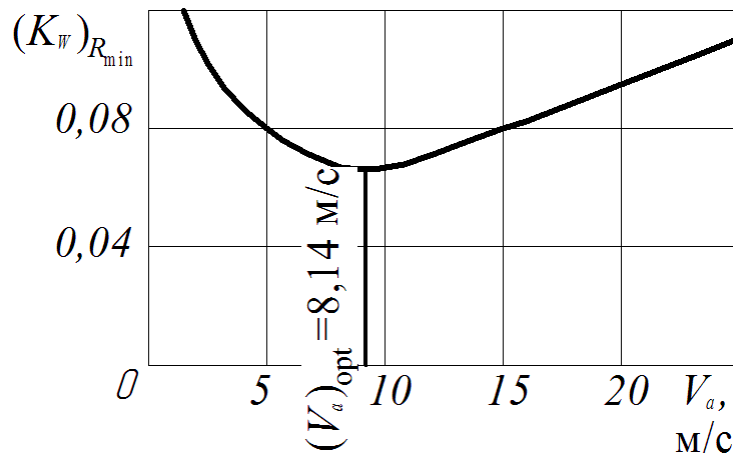
$$R_{\min} = \frac{V_a^2}{g \varphi_{y \max}}, \quad (2.41)$$

де  $\varphi_{y \max}$  – максимальне значення бокового коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою. Графік залежності  $R_{\min}(V_a)$  при  $\varphi_{y \max} = 0,8$  показано на рис. 2.6 б. Порівняння графіків показаних на рис. 2.6 а і на рис. 2.6 б показує, що у всьому інтервалі швидкостей, що розглядався  $[0; 25 \text{ м/с}]$   $R_{\text{opt}} < R_{\min}$ . Це означає, що реалізувати режим руху автомобіля на повороті за  $R = R_{\text{opt}}$  неможливо у зв'язку з появою бокового ковзання коліс.

Підставляючи відношення (2.41) у вираз (2.38) отримаємо

$$K_W = (K_W)_{R_{\min}} = \frac{2f}{\eta_{\delta} \delta} \psi_z \left[ \frac{1}{\varphi_{y \max}} + \frac{C_x \rho F}{2m_a \varphi_{y \max} f} V_a^2 + \frac{(h - r_{\ddot{a}}) g \varphi_{y \max}}{V_a^2} \right]. \quad (2.42)$$

Графік залежності  $(K_W)_{R_{\min}}$  від  $V_a$  показано на рис. 2.7.



$$h = 1,27 \text{ м}; r_{\delta} = 0,555 \text{ м}; f = 0,015; \frac{C_x \rho F}{m_a} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^{-1}; \psi_z = \frac{\pi}{2};$$

$$\eta_{mp} = 0,9; \varphi_{y \max} = 0,8$$

Рисунок 2.7 – Залежності  $(K_W)_{R_{\min}}$  від швидкості  $V_a$

для автомобіля Урал 4320

Функція  $(K_W)_{R \min}$  має мінімум, точка якого визначається наступним рівнянням

$$V_a = (V_a)_{\text{opt}} = \sqrt{g\varphi_{y \max}} \sqrt[4]{\frac{2(h-r_\delta)m_a f}{C_x \rho F}}. \quad (2.43)$$

Для автомобіля Урал-4320 (див. рис. 2.7)  $(V_a)_{\text{opt}} = 8,14$  м/с (29,3 км/год).

Після підстановки (2.43) в (2.42) отримаємо

$$K_W = \left[ (K_W)_{R \min} \right]_{\min} = \frac{2f\psi_z}{\eta_{mp}\varphi_{y \max}} \left[ 1 + \varphi_{y \max} \sqrt{\frac{2(h-r_\delta)C_x \rho F}{m_a f}} \right]. \quad (2.44)$$

Аналіз виразу (2.44) показує, що із збільшенням параметрів  $f$ ,  $h$ ,  $C_x$ ,  $\rho$ ,  $F$  відбувається збільшення показника  $\left[ (K_W)_{R \min} \right]_{\min}$ , а із збільшенням  $\varphi_{y \max}$ ,  $m_a$ ,  $r_\delta$  указаний показник зменшується.

Отримані аналітичні вирази дають можливість здійснювати оцінку витрат енергії двигуна на здійснення автомобілем повороту. Рівень кінетичної енергії поступального рух характеризує як загальну масу (міру завантаженості), так і швидкість автомобіля. Це дає можливість використовувати рівень кінетичної енергії в якості одиниці вимірювання основних і додаткових затрат енергії двигуна на рух автомобіля.

Коефіцієнт пропорційності  $K_W$  дає можливість здійснювати оцінку рівня основних і додаткових затрат енергії двигуна на рух автомобіля. Отримані аналітичні вирази дають можливість визначити раціональну швидкість  $(V_a)_{\text{opt}}$  руху автомобіля на повороті мінімального радіусу за умовою забезпечення зчеплення коліс з дорогою при найменших витратах енергії двигуна.

## 2.5 Оцінка витрат потужності і енергії двигуна на рух автомобіля «крабом»

2.5.1 Визначення витрат потужності двигуна. Рух «крабом», як показали результати дослідження [32], дозволяє покращити маневреність автомобіля, проте в указаному дослідженні [32] не визначені потужнісні і енергетичні затрати двигуна на виконання маневру «рух крабом». Визначимо ці затрати.

Рух автомобіля за повороту направляючих коліс в один бік на рівні кути (рух «крабом») в роботі [32] розглядається в рухомій і нерухомій системах координат (рис. 2.8).

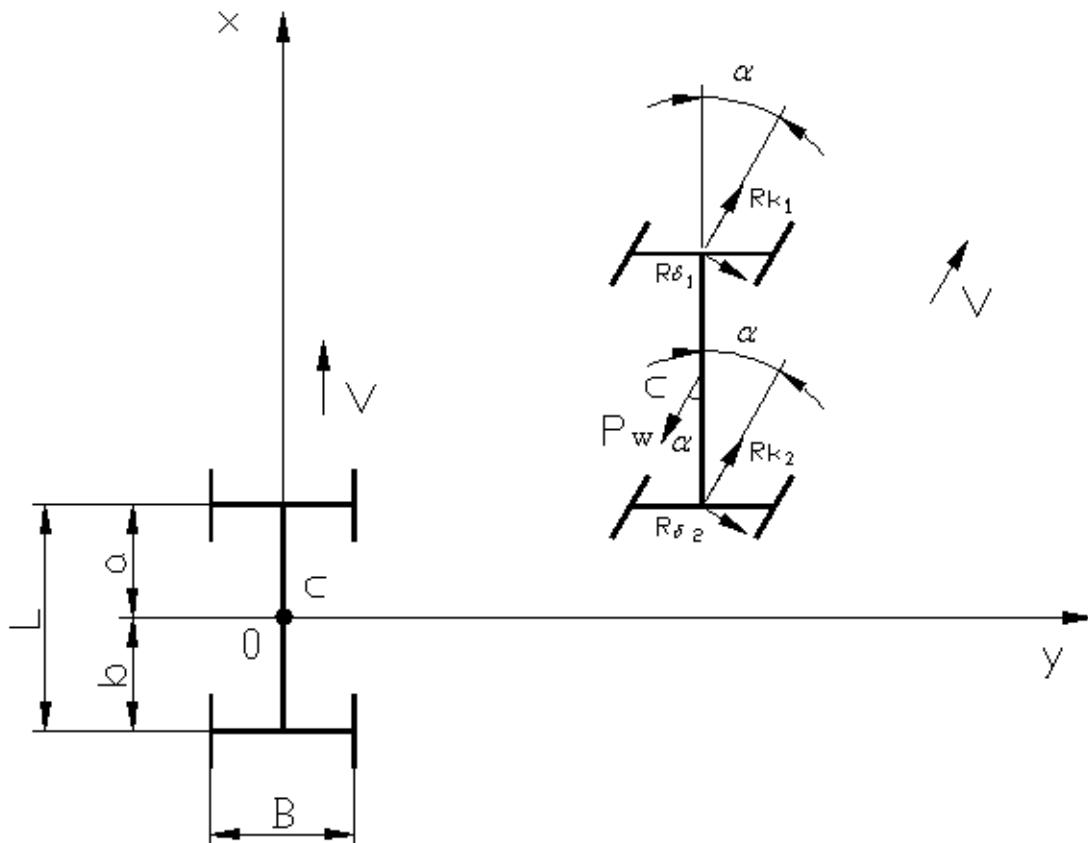


Рисунок 2.8 – Схема руху автомобіля «крабом» в рухомій і нерухомій системах координат [32]

При русі «крабом» з'являється додаткова сила опору руху автомобілю – бокова аеродинамічна сила  $P_{wy1}$  (рис. 2.9).

Здійснимо перетворення системи координат  $Y_1O_1X_1$ , повернувши останню на кут  $\alpha$ . У цьому випадку напрям вектору швидкості  $\vec{V}_a$  буде співпадати з напрямом вісі  $O_1X_1$  в перетвореній системі координат  $Y'_1O_1X'_1$ .

Рівняння руху автомобіля в перетвореній рухомій системі координат  $Y'_1O_1X'_1$

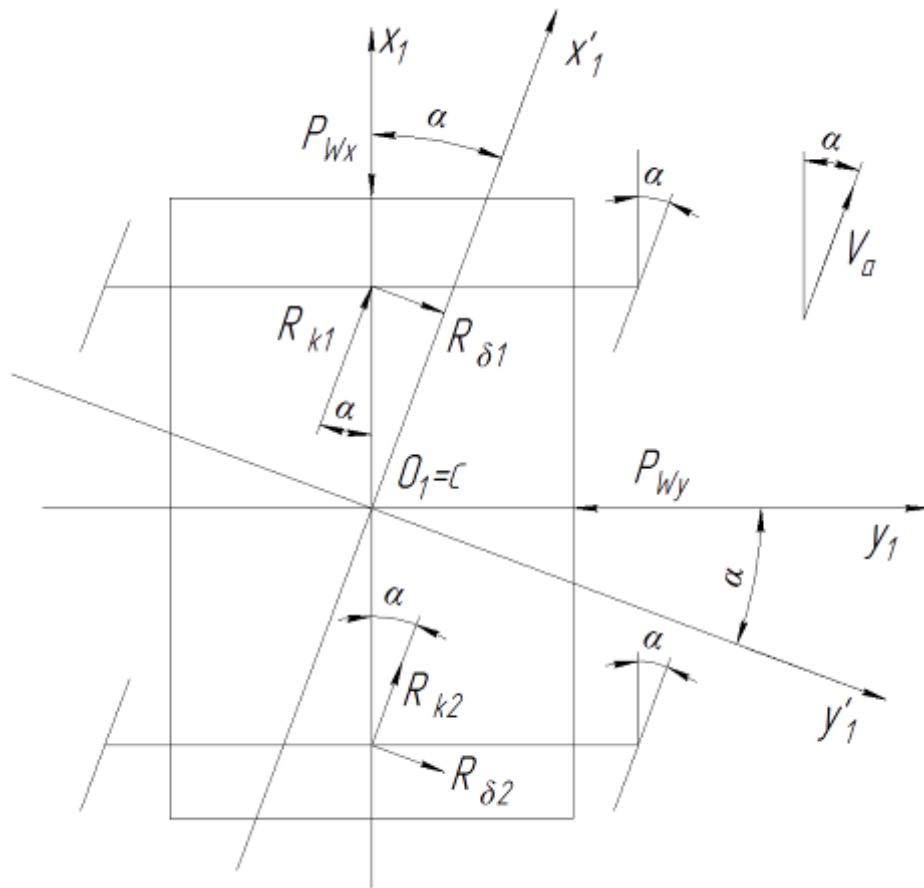


Рисунок 2.9 – Схема сил, що діють на автомобіль при русі «крабом»

$$\begin{cases} m_a \dot{V}_{x1}'' = R_{k1} + R_{k2} - P_{wx} \cos \alpha - P_{wy} \sin \alpha; & (2.45) \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_a \dot{V}_{y1}'' = P_{wx} \sin \alpha - P_{wy} \cos \alpha + R_{\delta1} + R_{\delta2}; & (2.46) \end{cases}$$

$$\begin{cases} I_{zc} \varepsilon_z = R_{k1} a \sin \alpha - R_{k2} b \sin \alpha + R_{\delta1} a \cos \alpha - R_{\delta2} b \cos \alpha, & (2.47) \end{cases}$$

де  $\dot{V}_{x1}''$ ,  $\dot{V}_{y1}''$  – компоненти лінійного прискорення центру мас автомобіля відносно осей  $O_1X'_1$  і  $O_1Y'_1$ ;

$a$  – відстань від передньої вісі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину (рис. 2.8);

$R_{\delta 1}$ ,  $R_{\delta 2}$  – сумарні бокові реакції на колесах передньої і задньої осей;

$I_{zc}$  – центральний момент інерції автомобіля відносно вертикальної вісі  $O_1Z_1$ ;

$\varepsilon_z$  – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

$P_{Wx}$ ,  $P_{Wy}$  – лобова і бокова аеродинамічна сили, що діють на автомобіль

$$P_{Wx} = \frac{C_x}{2} \rho F_x V_x^2; \quad (2.48)$$

$$P_{Wy} = \frac{C_y}{2} \rho F_y V_y^2; \quad (2.49)$$

$C_x$ ,  $C_y$  – коефіцієнти лобового і бокового аеродинамічних опорів;

$F_x$ ,  $F_y$  – лобовий і боковий міделі автомобіля;

$V_x$ ,  $V_y$  – компоненти лінійної швидкості автомобіля відносно осей  $O_1X_1$  і  $O_1Y_1$ .

Очевидно (див. рис. 2.9), що

$$V_x = V_a \cos \alpha; \quad (2.50)$$

$$V_y = V_a \sin \alpha; \quad (2.51)$$

$$V'_{x1} = V_a; \quad (2.52)$$

Із рівняння (2.45) визначимо сумарну дотичну реакцію  $R_k$  на ведучих колесах повно привідного автомобіля

$$R_k = R_{k1} + R_{k2} = m_a \dot{V}_{x1}'' + P_{wx} \cos \alpha + P_{wy} \sin \alpha. \quad (2.53)$$

Після підстановки виразів (2.48) і (2.49) в рівняння (2.53) отримаємо з урахуванням (2.50), (2.51)

$$R_k = m_a \dot{V}_{x1}' + \frac{\rho}{2} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha). \quad (2.54)$$

В свою чергу

$$R_k = P_k - m_a g \psi. \quad (2.55)$$

Підставивши (2.55) в (2.54), визначимо сумарну тягову силу  $P_k$  на ведучих колесах

$$P_k = m_a g \psi + m_a \dot{V}_{x1}' + \frac{\rho}{2} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha). \quad (2.56)$$

Враховуючи, що  $\dot{V}_{x1}' = \dot{V}_a'$ , перетворимо (2.56) до виду

$$P_k = m_a (g \psi + \dot{V}_a') + \frac{\rho}{2} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha). \quad (2.57)$$

Потужність двигуна, що затрачається на рух автомобіля «крабом»

$$N_e = \frac{P_k V_a}{\eta_{\delta\delta}} = \frac{m_a V_a}{\eta_{\delta\delta}} \left[ g\psi + \dot{V}_a + \frac{\rho}{2m_a} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha) \right]. \quad (2.58)$$

Вираз (2.58) можна перетворити до виду

$$N_e = \frac{m_a V_a^2}{2} \frac{\frac{2g\psi}{V_a} + \frac{2\dot{V}_a}{V_a} + \frac{\rho}{m_a} V_a (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha)}{\eta_{\delta\delta}}. \quad (2.59)$$

Коефіцієнт взаємозв'язку між потужністю на колесах з кінетичною енергією автомобіля, що рухається «крабом»

$$K_{\text{оїі}} = \frac{2N_e \eta_{\delta\delta}}{m_a V_a^2} = \frac{2g\psi}{V_a} + \frac{2\dot{V}_a}{V_a} + \frac{C_x \rho F V_a \cos^3 \alpha}{m_a} \left( 1 + \frac{C_y F_y}{C_x F_x} \operatorname{tg}^3 \alpha \right). \quad (2.60)$$

Таким чином, вираз (2.59) можна представити у вигляді (за аналогією з роботою [64])

$$N_e = N'_{e1} + N'_{e2} + N'_{e3}, \quad (2.60a)$$

де  $N'_{e1}$  – потужність, що затрачається на рівномірно-поступальний рух автомобіля

$$N'_{e1} = N_e = \frac{m_a V_a}{\eta_{\delta\delta}} \left( gf + \frac{C_x \rho F_x V_a}{2m_a} V_a^2 \right); \quad (2.61)$$

$N'_{e2}$  – потужність, що затрачається на створення лінійного прискорення



$$N'_{e2} = \frac{m_a V_a \dot{V}_a}{\eta_{\delta\delta}}; \quad (2.62)$$

$N'_{e3}$  – додаткова потужність, що затрачається на рух автомобіля «крабом»

$$N'_{e3} = \frac{\rho}{2\eta_{\delta\delta}} V_a^3 \left[ C_y F_y \sin^3 \alpha - C_x F_x (1 - \cos^3 \alpha) \right]. \quad (2.63)$$

2.5.2 Оцінка бокової стійкості автомобіля на усталеній стадії виконання маневру «рух крабом». Здійснимо оцінку бокової стійкості автомобіля на усталеній стадії виконання указанного маневру. Бокове зміщення автомобіля відсутнє за  $\dot{V}'_{y1} = 0$ . Це можливо за

$$P_{Wx} \sin \alpha - P_{Wy} \cos \alpha + R_{\delta1} + R_{\delta2} = 0. \quad (2.64)$$

Бокове ковзання почнеться за

$$R_{\delta1} + R_{\delta2} = \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_R^2 R_k^2} + \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - (1 - \beta_R)^2 R_k^2}, \quad (2.65)$$

де  $\beta_R$  – коефіцієнт розподілу сумарних дотичних реакцій між колесами передніх і задніх осей

$$\beta_R = \frac{R_{k1}}{R_{k1} + R_{k2}}; \quad (2.66)$$

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою (за кругової діаграми зчеплення коліс з дорогою [51]);

$R_{z1}, R_{z2}$  – сумарні нормальні реакції дороги на колесах передньої і задньої осей

$$R_{z1} \cong m_a g \frac{b}{L}; \quad (2.67)$$

$$R_{z2} \cong m_a g \frac{a}{L}; \quad (2.68)$$

Коефіцієнт  $\beta_R$  необхідно вибирати із умови  $\varepsilon_z=0$  (див. рівняння (2.47)). У цьому випадку рівняння (2.47) набуде вигляду

$$(R_{k1}a - R_{k2}b) \sin \alpha + (R_{\delta1}a - R_{\delta2}b) \cos \alpha = 0. \quad (2.69)$$

Для виконання указаної умови необхідно, щоб

$$\begin{cases} R_{k1}a - R_{k2}b = 0; & (2.70) \\ R_{\delta1}a - R_{\delta2}b = 0; & (2.71) \end{cases}$$

Рівняння (2.70) представимо у вигляді (з урахуванням (2.26))

$$\beta_R R_k a - R_k b (1 - \beta_R) = 0. \quad (2.72)$$

Звідси визначимо

$$\beta_R = \frac{b}{L}. \quad (2.73)$$

Розглянемо можливість отримання  $\varepsilon_z=0$  за реалізації граничних сил за зчепленням коліс з дорогою.

Рівняння (2.71) перетворимо до виду

$$a\sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_R^2 R_k^2} - b\sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - (1 - \beta_R)^2 R_k^2} = 0. \quad (2.74)$$

Після підстановки в (2.74) виразів (2.67) і (2.68) отримаємо з урахуванням (2.73) тотожність

$$\sqrt{\left(\varphi m_a g \frac{ab}{L}\right)^2 - \frac{a^2 b^2}{L^2} R_k^2} - \sqrt{\left(\varphi m_a g \frac{ab}{L}\right)^2 - \frac{a^2 b^2}{L^2} R_k^2} = 0. \quad (2.75)$$

Таким чином, при виборі коефіцієнту  $\beta_R$  у відповідності із відношенням (2.73), за умови реалізації граничних сил за зчепленням коліс з дорогою, забезпечується  $\varepsilon_z=0$ .

Умовою відсутності бокового ковзання коліс є наступна

$$R_{\delta 1} + R_{\delta 2} \leq \sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - \beta_R^2 R_k^2} + \sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - (1 - \beta_R)^2 R_k^2}. \quad (2.76)$$

Після підстановки виразів (2.67), (2.68) і (2.73) у нерівність (2.76) отримаємо

$$R_{\delta 1} + R_{\delta 2} \leq \sqrt{(\varphi m_a g)^2 - R_k^2}. \quad (2.77)$$

Рівняння (2.64) з урахуванням нерівності (2.77) буде являтися вираженням умови відсутності бокового ковзання коліс автомобіля за виконання маневру «рух крабом»

$$P_{wy} \cos \alpha - P_{wx} \sin \alpha \leq \sqrt{(\varphi m_a g)^2 - R_k^2}. \quad (2.78)$$

За  $\dot{V}_a = 0$  рівняння (2.53) набуде вигляду

$$R_k = P_{W_x} \cos \alpha + P_{W_y} \sin \alpha. \quad (2.79)$$

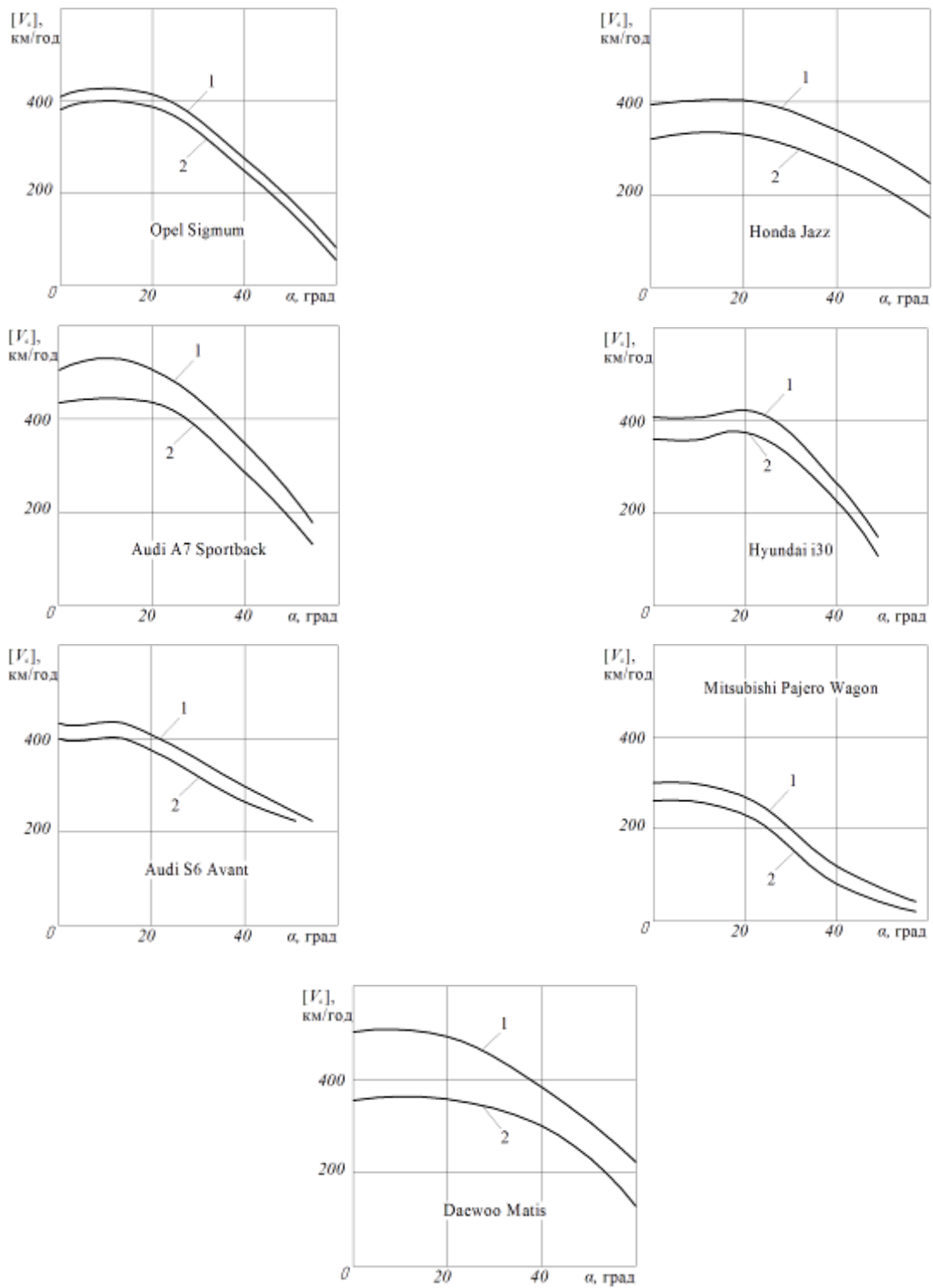
Після підстановки рівняння (2.79) в нерівність (2.78) і розв'язавши останню відносно  $V_a$ , отримаємо

$$V_a \leq \sqrt{\frac{2m_a g \varphi \rho}{\sqrt{C_x^2 F_x^2 \cos^4 \alpha + C_y^2 F_y^2 \sin^4 \alpha}}}. \quad (2.80)$$

Нерівність (2.80) визначає обмеження лінійної швидкості автомобіля  $V_a$  за виконання маневру «рух крабом» з умови відсутності бокового ковзання коліс. На рис. 2.10 для легкових автомобілів, технічні характеристики яких наведені в табл. 2.5 показано графіки залежності максимально-допустимої  $[V_a]$  швидкості руху від кута  $\alpha$  повороту направляючих коліс

$$[V_a] = \sqrt{\frac{2m_a g \varphi \rho}{\sqrt{C_x^2 F_x^2 \cos^4 \alpha + C_y^2 F_y^2 \sin^4 \alpha}}}. \quad (2.81)$$

Аналіз графіків, наведених на рис. 2.10 показує, що максимально-допустима (з умови забезпечення бокової стійкості) швидкість усіх автомобілів (табл. 2.5) за кутів повороту направляючих коліс  $\alpha \leq 40^\circ$  значно перевищує реальну максимальну швидкість руху транспорту на магістральних дорогах. Це підтверджує перспективність застосування способу руху «крабом».



1 – за повної маси; 2 – за спорядженої маси;  $\rho=1,2273 \text{ кг/м}^3$

Рисунок 2.10 – Залежності  $[V_a] = f(\alpha)$  для 7-ми моделей автомобілів (табл. 2.5)

Таблиця 2.5 – Масові і аеродинамічні характеристики деяких моделей легкових автомобілів

№ п/п	Модель автомобіля	Клас	Ширина, м	Висота, м	Довжина, м	$F_x$ , м <sup>2</sup>	$F_y$ , м <sup>2</sup>	$C_x$	$C_y$	$m_{сп}$ , кг	$m_{п}$ , кг
1	Daewoo Matiz	A	1,495	1,495	3,495	2,4	5,225	0,360	0,623	725	1210
2	Honda Jazz	B	1,695	1,525	3,900	2,7	5,947	0,336	0,558	1100	1580
3	Hyundai i30	C	1,780	1,480	4,300	2,8	6,364	0,340	0,517	1395	1880
4	Opel Signum	D	1,798	1,460	4,636	2,8	6,768	0,330	0,537	1560	1700
5	Audi A7 Sportback	E	2,140	1,420	4,970	3,1	7,057	0,290	0,496	1830	2365
6	Mitsubishi Pajero Wagon	Поза шляховик	1,875	1,870	4,900	3,7	9,163	0,430	0,605	1985	2720
7	Audi A6 Avant	E універсал	2,086	1,445	4,934	3,1	7,130	0,320	0,737	1910	2490

2.5.3 Визначення витрат енергії двигуна. Здійснимо указане визначення за  $\dot{V}_a = 0$  і  $V_a = const$ .

Ефективна робота двигуна, що рівняється витраченій ефективній енергії може бути визначена як (див. рівняння (2.58))

$$W_e = \int_0^{t_{ai}} N_e dt = \int_0^{t_{ai}} \frac{m_a V_a}{\eta_{\delta\delta}} \left[ g\psi + \dot{V}_a + \frac{\rho}{2m_a} V_a^2 (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha) \right] dt. \quad (2.82)$$

де  $t_{ман}$  – час виконання маневру [6] за  $\dot{V}_a = 0$  і  $V_a = const$

$$t_{ман} = \frac{H_{бок}}{V_a \sin \alpha}, \quad (2.83)$$

$H_{бок}$  – бокове зміщення автомобіля при здійсненні маневру «рух крабом».

За  $\dot{V}_a = 0$  і  $V_a = const$  інтегрування рівняння (2.82) дозволило отримати

$$W_e = H_{бок} \frac{m_a g \psi + \frac{\rho}{2} (C_x F_x \cos^3 \alpha + C_y F_y \sin^3 \alpha) V_a^2}{\eta_{mp} \sin \alpha}. \quad (2.84)$$

Із рівняння (2.84) видно, що витрати енергії двигуна  $W_e$  на рух автомобіля «крабом» пропорціональні боковому зміщенню автомобіля  $H_{бок}$ .

2.5.4 Аналіз виконання автомобілем маневру «переставка» традиційним способом і за руху «крабом». Маневр переставка є складним маневром, оскільки здійснюється за декількох керівних впливів [24, 86]. За традиційного способу таких впливів чотири (два входи в поворот і два виходи), а за руху «крабом» – два (вхід в маневр і вихід із нього). На рис. 2.11 показана схема руху автомобіля за виконання маневру традиційним способом і за руху «крабом». Стадіями перехідних процесів (входу в маневр і виходу із нього) нехтуємо через їх відносно малу тривалість.

За виконання маневру «переставка» традиційним способом (рис. 2.11 а) траєкторія руху складається із трьох ділянок: двох криволінійних АВ і CD і однієї прямолінійної ВС. За руху «крабом» (якщо знехтувати динамічною стадією повороту направляючих коліс) траєкторія має одну прямолінійну ділянку AD.

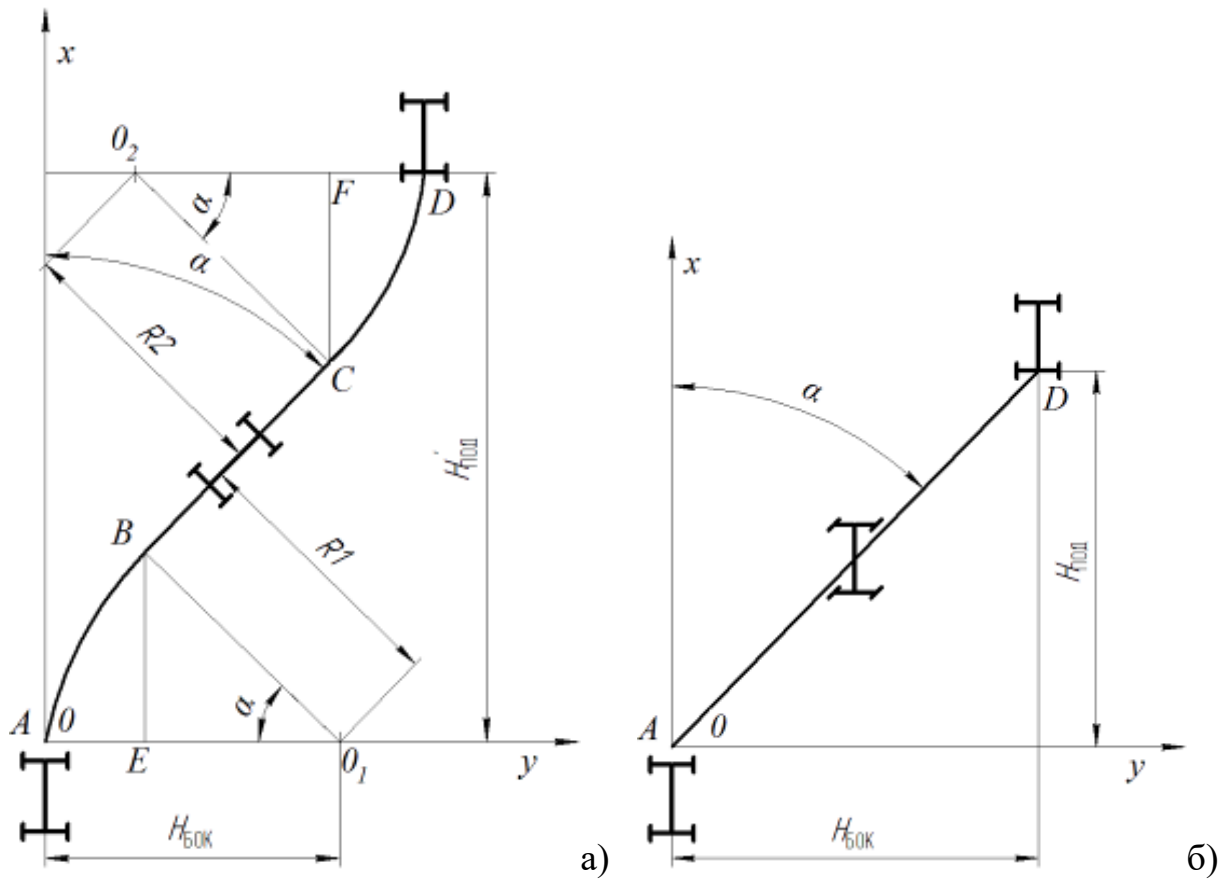
Визначимо час здійснення маневру традиційним способом.

Бокове зміщення автомобіля за здійснення маневру традиційним способом

$$H_{аі\delta} = (\overline{AE}) + (\overline{BC}) \sin \alpha + (\overline{FD}) = 2R(1 - \cos \alpha) + S_{\dot{r}\delta\dot{y}_i} \sin \alpha, \quad (2.85)$$

де  $S_{прям}$  – шлях, що проходить на прямолінійній ділянці траєкторії

$$S_{прям} = V_a (t'_{ман} - t_R), \quad (2.86)$$



а – традиційний спосіб; б – рух «крабом»

Рисунок 2.11 – Схема руху автомобіля за виконання маневру «переставка»

$t_R$  – час проходження кругових ділянок траєкторії

$$t_R = \frac{R\alpha}{V_a}; \quad (2.87)$$

$R$  – радіус повороту автомобіля.

Після підстановки виразів (2.86) і (2.87) у вираз (2.85), отримаємо

$$H_{бок} = 2R(1 - \cos \alpha) + V_a \left( t'_{ман} - \frac{R\alpha}{V_a} \right) \sin \alpha. \quad (2.88)$$

За заданого  $H_{бок}$  визначимо  $t'_{ман}$  із рівняння (2.88)



$$t_{ман} = \frac{H_{бок}}{V_a \sin \alpha} + \frac{R}{V_a} (\alpha + \operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{cosec} \alpha). \quad (2.89)$$

За виконання маневру «переставка» з використанням руху «крабом» для визначення часу  $t_{ман}$  справедливим є відношення (2.83). За рівних значень  $H_{бок}$ ,  $V_a$ ,  $\alpha$  використання руху «крабом» дозволяє скоротити час маневру на величину

$$\Delta t_{ман} = t'_{ман} - t_{ман} = \frac{R}{V_a} (\alpha + \operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{cosec} \alpha). \quad (2.90)$$

Визначимо подовжнє переміщення автомобіля під час виконання маневру з використанням руху «крабом»

$$H_{под} = H_{бок} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (2.91)$$

При використанні традиційного способу

$$H'_{под} = 2R \sin \alpha + S_{прям} \cos \alpha. \quad (2.92)$$

Після підстановки виразів (2.86), (2.87) і (2.89) у вираз (2.92), отримаємо після перетворень

$$H'_{под} = H_{бок} \operatorname{ctg} \alpha + R \operatorname{ctg} \alpha \left[ \frac{2 \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} + (1 - \alpha) \sin \alpha - 1 + \cos \alpha \right]. \quad (2.93)$$

При виконанні маневру «переставка» з використанням руху «крабом» подовжнє переміщення автомобіля менше ніж при виконанні указанного маневру традиційним способом на величину

$$\Delta H'_{\text{под}} = H'_{\text{под}} - H_{\text{под}} = R \operatorname{ctg} \alpha \left[ \frac{2 \sin^2 \alpha}{\cos \alpha} + (1 - \alpha) \sin \alpha - 1 + \cos \alpha \right]. \quad (2.94)$$

Таким чином, на прикладі виконання автомобілем маневру «переставка» доведено, що використання руху «крабом» дозволяє, у порівнянні з традиційним способом, скоротити час виконання маневру. При цьому скорочується і подовжнє переміщення автомобіля при виконанні указанного маневру. Слід розуміти, що рух «крабом» можливий лише у повнопривідних автомобілів. Інакше рух автомобіля буде криволінійним.

## 2.6 Висновки за розділом 2

1. Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути використаний в якості одиниці вимірювання основних і додаткових витрат енергії на рух автомобіля. Запропонований науково-методичний підхід дозволяє не тільки здійснити кваліметричну оцінку рівня керованості і маневреності автомобілів, а і здійснювати оцінку їхнього технічного стану.

2. Запропонований коефіцієнт зв'язку між витратами потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху і кінетичної енергії поступального руху дає можливість визначити раціональну швидкість автомобіля за якої цей коефіцієнт має мінімальне значення. Максимальне значення коефіцієнту зв'язку може нормуватись при діагностуванні автомобіля за енергетичним показником.

3. Залежності, що визначено, дають можливість визначити раціональну швидкість автомобіля при русі на прямій і на повороті. У процесі руху автомобіля можливо забезпечити раціональну швидкість  $V_{\text{рац}}$  шляхом автоматичного її регулювання з використанням давачів маси машини і повздожнього схилу дороги.

4. Запропонований показник  $Y_w$ , що визначається як відношення максимальної потужності  $N_{\text{emax}}$  двигуна до максимального рівня кінетичної енергії (при повній масі та максимальній швидкості руху) дає можливість проводити оцінку рівня енергетичної завантаженості автомобіля. Отримана умова (2.22) дає можливість на етапі попереднього проектування автомобілів здійснити вибір необхідного рівня енергетичної завантаженості.

5. Отримані залежності дозволяють визначити витрати ефективної енергії двигуна на виконання повороту автомобіля традиційним способом.

6. Дослідження динаміки руху автомобіля «крабом» дозволило визначити витрати ефективних потужності і енергії двигуна на рух автомобіля «крабом». Визначено, що рух «крабом» (з повертанням усіх коліс в один бік на рівні кути) можливо тільки для повнопривідних автомобілів.

7. На прикладі виконання автомобілем маневру «переставка» доведено, що використання руху «крабом» дозволяє, у порівнянні із традиційним способом, скоротити час виконання маневру. При цьому скорочується і подовжнє переміщення автомобіля при виконанні указанного маневру.

Результати дослідження опубліковано в [2], [3], [7], [9], [12], [14], [15].

## РОЗДІЛ 3

## ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛЯ НА ДОДАТКОВІ ВИТРАТИ ЕНЕРГІЇ І ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА

Маневреність автомобіля, що дає можливість реалізувати заданий режим руху, реалізується декількома керуючими впливами: поворотом кермового колеса, зміною потужності на ведучих колесах (дотичної сили і кутової швидкості), гальмуванням усієї машини або окремих бортів [39], [40], [45], [68], [69], [73], [78]. Проте, керованість і поворотливість колісних машин і їх критерії – кутове прискорення і швидкість в площині дороги, в значній мірі визначається тяговою потужністю, що реалізується на ведучих колесах. Недостача указаної потужності може бути причиною дорожньо-транспортних подій при здійсненні автомобілем обгону [79]. Зниження тягової потужності на ведучих колесах обумовлено багатьма факторами, в тому числі наступними:

- зниження потужності двигуна в процесі експлуатації автомобіля;
- коливання коліс, обумовлені різними причинами;
- порушення геометрії ходової частини автомобіля.

Розглянемо вплив експлуатаційних факторів і погіршення технічного стану автомобіля на додаткові витрати його енергії і зниження тягової потужності двигуна.

3.1 Вплив коливань направляючих коліс в горизонтальній площині на додаткові витрати енергії при русі автомобіля

Колівання направляючих коліс автомобіля в горизонтальній площині можуть бути викликані гіроскопічним моментом при наїзді на нерівність, дисбалансом і окружним люфтом указаних коліс.

3.1.1 Визначення додаткових затрат потужності двигуна. Коливання направляючих коліс автомобіля в горизонтальній площині можна описати гармонічним законом [71], [72]

$$\bar{\alpha} = \bar{A}_\alpha \sin(\Omega t), \quad (3.1)$$

де  $\bar{A}_\alpha$  – середня амплітуда коливань направляючих коліс;

$\Omega$  – кругова частота коливань;

$t$  – час.

При переході від усталеного прямолінійного руху автомобіля до криволінійного, додаткові витрати потужності двигуна будуть визначатися сумою компонент  $N_{e2} + N_{e3}$  в рівнянні (1.2)

$$\Delta N_e = N_{e2} + N_{e3} = \frac{m_a V_a}{\eta_{mp}} \left[ \frac{f(h - r_\delta) \omega_z^2 + R^2 + b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta) \frac{d\omega_z}{dt}}{R} \right]. \quad (3.2)$$

Кутова швидкість автомобіля в площині дороги

$$\omega_z = \frac{V_a}{R}, \quad (3.3)$$

а кутове прискорення

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{1}{R^2} \left( \frac{dV_a}{dt} R - V_a \frac{dR}{dt} \right), \quad (3.4)$$

Підставивши рівняння (3.4) і (3.3) в (3.2), отримаємо за умови рівномірного руху автомобіля ( $V_a = const, \frac{dV_a}{dt} = 0$ )

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{f(h-r_\partial)}{R^2} V_a - \left[ 1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\partial)}{R^2} \right] \frac{1}{R} \frac{dR}{dt} \right\}. \quad (3.5)$$

Із рівняння (1.6) визначимо

$$\frac{dR}{dt} = -L \operatorname{cosec}^2 \bar{\alpha} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = -\frac{L}{\sin^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt}. \quad (3.6)$$

Рівняння (3.5), з урахуванням (1.6) і (3.6), буде мати вид

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{f(h-r_\partial)}{L^2} V_a \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} + \left[ 1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\partial)}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \times \frac{2}{\sin^2 \bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right\}. \quad (3.7)$$

За малих відхилень направляючих коліс від свого нейтрального положення можна прийняти допущення

$$\bar{\alpha} \cong \operatorname{tg} \bar{\alpha} \cong \sin \bar{\alpha}, \quad (3.8)$$

і рівняння (3.7) спроститься

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{f(h-r_\partial)}{L^2} V_a \bar{\alpha}^2 + \left[ 1 + \bar{\alpha}^2 \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\partial)}{L^2} \right] \times \frac{1}{\bar{\alpha}} \frac{d\bar{\alpha}}{dt} \right\}. \quad (3.9)$$

Після підстановки рівняння (3.1) в (3.9) отримаємо

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left[ \begin{array}{l} \frac{f(h-r_\delta)}{L^2} V_a \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) + \\ 1 + \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{L^2} \\ + \frac{d\bar{\alpha}}{\bar{A}_\alpha dt} \end{array} \right]. \quad (3.10)$$

Кутова швидкість направляючих коліс

$$\frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \bar{A}_\alpha \Omega \cos(\Omega t). \quad (3.11)$$

Після підстановки (3.11) в (3.10) отримаємо

$$\Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \begin{array}{l} \frac{f(h-r_\delta)}{L^2} V_a \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) + \\ + \Omega \operatorname{ctg}(\Omega t) \left[ 1 + \bar{A}_\alpha^2 \sin^2(\Omega t) \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{L^2} \right] \end{array} \right\}. \quad (3.12)$$

При нейтральному положенні направляючих коліс автомобіля додаткові витрати потужності двигуна  $\Delta N_e = 0$ , оскільки машина рухається прямолінійно і  $R \rightarrow \infty$ . Оскільки при  $t = 0$  (момент часу, що відповідає нейтральному положенню направляючих коліс) в рівнянні (3.12) маємо невизначеність, то необхідно визначити ліміт зміни  $\Delta N_e$  при  $t \rightarrow 0$ . Для цього зручно скористатись рівнянням (3.5). Таким чином

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \Delta N_e = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \lim_{R \rightarrow \infty} \left\{ \frac{f(h-r_\delta)}{R^2} V_a - \left[ \frac{1}{R} + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{R^3} \right] \right\} \frac{dR}{dt} = 0. \quad (3.13)$$

Таким чином, підтверджується те, що при нейтральному положенні направляючих коліс  $\Delta N_e = 0$ .

3.1.2 Визначення додаткових витрат енергії двигуна. Додаткові витрати енергії двигуна за час  $\Delta t = 0$  коливань направляючих коліс

$$\Delta W_{et} = \int_t^{t+\Delta t} \Delta N_e dt. \quad (3.14)$$

Враховуючи відношення (3.2), здійснимо інтегрування додаткових затрат потужності, розділивши її на компоненти  $N_{e2}$  і  $N_{e3}$ . Таким чином

$$\Delta W_{et} = \Delta W_{et2} + \Delta W_{et3}. \quad (3.15)$$

$$\Delta W_{et2} = \int_t^{t+\Delta t} N_{e2} dt. \quad (3.16)$$

$$\Delta W_{et3} = \int_t^{t+\Delta t} N_{e3} dt. \quad (3.17)$$

Підставляючи рівняння (1.4) у вираз (3.16), з урахуванням (3.3), (1.6), отримаємо після інтегрування в межах  $[0; T]$

$$\Delta W_{et2} = \frac{m_a V_a^3}{\eta_{mp}} \frac{f(h-r_\partial)}{\Omega L^2} \bar{A}_\alpha^2 \pi. \quad (3.18)$$

де  $T$  – період коливань направляючих коліс

$$T = \frac{2\pi}{\Omega}. \quad (3.19)$$

Після підстановки рівняння (1.5) у вираз (3.17), з урахуванням (3.4), (1.6) при  $V_a = const$ , отримаємо



$$\Delta W_{et3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \int_{\bar{\alpha}}^{\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha} \left[ 1 + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{L^2} \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \frac{2d\bar{\alpha}}{\sin 2\bar{\alpha}}. \quad (3.20)$$

Провівши інтегрування в указаних межах, отримаємо

$$\Delta W_{et3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \ln \left( \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{2L^2} \left[ \operatorname{tg}^2(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha) - \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \right\}. \quad (3.21)$$

За період коливань направляючих коліс

$$\Delta W_e T_3 = 4\Delta W_{et3} = \frac{4m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left\{ \ln \left( \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{2L^2} \left[ \operatorname{tg}^2(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha) - \operatorname{tg}^2 \bar{\alpha} \right] \right\}. \quad (3.22)$$

Якщо прийняти  $\bar{\alpha} = 0$  (відповідає нижній межі інтегрування), то під знаком логарифма в рівняннях (3.21) і (3.22) отримаємо невизначеність. Тому дослідимо ліміт

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \Delta W_{eT3} = \frac{4m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left[ \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left( \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) + \right. \\ \left. + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{2L^2} \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \left( \frac{\sin(2\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha) \sin \bar{A}_\alpha}{\cos^2(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha) \cos^2 \bar{A}_\alpha} \right) \right]. \quad (3.23)$$

Враховуючи, що

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left( \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) = \ln \left( \lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) \quad (3.24)$$

і застосовуючи правило Лопіталя для

$$\lim_{\bar{\alpha} \rightarrow 0} \ln \left( \frac{\operatorname{tg}(\bar{\alpha} + \bar{A}_\alpha)}{\operatorname{tg} \bar{\alpha}} \right) = -2 \ln \cos \bar{A}_\alpha. \quad (3.25)$$

Після підстановки (3.25) в (3.23) і визначення другого ліміту отримаємо

$$\Delta W_{eT3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left[ 2 \bar{A}_\alpha^2 \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\partial)}{L^2} - 8 \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \right]. \quad (3.26)$$

Таким чином, додаткові витрати енергії двигуном за один період коливань направляючих коліс будуть рівнятися (при цьому враховано, що  $\operatorname{tg} \bar{\alpha} \cong \sin \bar{\alpha} \cong \bar{\alpha}$  для малих кутів  $\bar{\alpha}$ )

$$\Delta W_{eT} = \Delta W_{eT2} + \Delta W_{eT3} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left[ V_a \bar{A}_\alpha^2 \pi \frac{f(h - r_\partial)}{\Omega L^2} + \right. \\ \left. + 2 \bar{A}_\alpha^2 \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\partial)}{L^2} - 8 \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \right]. \quad (3.27)$$

Додаткові витрати енергії двигуном за довільний час  $t$

$$\Delta W_{et} = \Delta W_{eT} \frac{t}{T} = \Delta W_{eT} \frac{\Omega t}{2\pi}. \quad (3.28)$$

Після підстановки (3.27) в (3.28) отримаємо

$$\Delta W_{et} = \frac{m_a V_a^2}{\eta_{mp}} \left[ \begin{array}{l} V_a \bar{A}_\alpha^2 \frac{f(h-r_\delta)}{2L^2} + \bar{A}_\alpha^2 \Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi L^2} - \\ - \frac{4\Omega}{\pi} \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \end{array} \right] t. \quad (3.29)$$

При рівномірному русі автомобіля

$$t = \frac{S}{V_a}, \quad (3.30)$$

де  $S$  – шлях, що проходить автомобіль.

Рівняння (3.29) з урахуванням (3.30) буде мати вид

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a S}{\eta_{mp}} \left[ \begin{array}{l} V_a \bar{A}_\alpha^2 \frac{f(h-r_\delta)}{2L^2} + \bar{A}_\alpha^2 \Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi L^2} - \\ - \frac{4\Omega}{\pi} \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \end{array} \right]. \quad (3.31)$$

Величину додаткових енергетичних витрат  $\Delta W_{eS}$  зручно пов'язати із кінетичною енергією поступального руху автомобіля. Тому вираз (3.31) перетворимо до виду

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a^2}{2} S \left\{ \begin{array}{l} \frac{\bar{A}_\alpha^2}{L^2} \left[ f(h-r_\delta) + 2\Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi V_a} \right] \\ \eta_{mp} \\ - \frac{8\Omega \ln(\cos \bar{A}_\alpha)}{\eta_{mp} \pi V_a} \end{array} \right\}. \quad (3.32)$$

Додаткові витрати енергії двигуна на одиницю пройденого автомобілем шляху

$$\frac{\Delta W_{eS}}{S} = \frac{m_a V_a^2}{2} K_{W_s}, \quad (3.33)$$

де  $K_{W_s}$  – коефіцієнт, пропорційності між кінетичною енергією поступального руху автомобіля і додатковими затратами енергії двигуна, що припадає на одиницю пройденого шляху

$$K_{W_s} = \frac{1}{\eta_{mp}} \left\{ \frac{\bar{A}_\alpha^2}{L^2} \left[ f(h - r_\delta) + 2\Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\delta)}{\pi V_a} \right] - \frac{8\Omega}{\pi V_a} \ln(\cos \bar{A}_\alpha) \right\}. \quad (3.34)$$

Для визначення загальної витрати енергії двигуна величину  $\Delta W_{eS}$  також зручно пов'язати з роботою зовнішніх сил опору руху автомобіля на горизонтальній прямолінійній ділянці дороги

$$\sum A_{on} = \frac{S}{\eta_{mp}} (P_f + P_W) = \frac{S}{\eta_{mp}} \left( m_a g f + \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 \right). \quad (3.35)$$

де  $P_f$  – сила опору коченню коліс

$$P_f = m_a g f. \quad (3.36)$$

$P_W$  – сила аеродинамічного опору

$$P_W = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2. \quad (3.37)$$

Введемо коефіцієнт пропорційності  $K_A$  між додатковими витратами енергії двигуна  $\Delta W_{eS}$  і роботою зовнішніх сил опору руху автомобіля  $\sum A_{on}$

$$K_A = \frac{\Delta W_{eS}}{\sum A_{on}} = \frac{V_a}{g} \frac{V_a \bar{A}_\alpha^2 \frac{f(h-r_\delta)}{2L^2} + \bar{A}_\alpha^2 \Omega \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h-r_\delta)}{\pi L^2} - \frac{4\Omega}{\pi} \ln(\cos \bar{A}_\alpha)}{f + \frac{C_x \rho F}{2m_a g} V_a^2}. \quad (3.38)$$

Отримані аналітичні вирази дають можливість оцінити додаткові витрати енергії двигуна, що викликані малими коливаннями направляючих коліс автомобіля відносно свого нейтрального положення.

### 3.2 Вплив дисбалансу і окружного люфту направляючих коліс автомобіля на витрати енергії двигуна

Дисбаланс направляючих коліс при наявності окружного люфту призводить до додаткових затрат енергії двигуна. Проблема поглиблюється тим, що більшість вантажних автомобілів в нашій країні експлуатуються з незбалансованими колесами.

Вираз (1.11) для двох направляючих коліс з урахуванням (1.10) після перетворень буде мати вид

$$\bar{A}_\alpha = S_0 \frac{a_\phi \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{k^2 r_k^2}{V_a^2} - 1 \right)}, \quad (3.39)$$

Із рівняння (3.39) видно, що середня амплітуда коливань  $\bar{A}_\alpha$  направляючих коліс пов'язана з величиною дисбалансу  $S_0$  лінійною залежністю. Рівняння (1.7) в роботі [71] отримано із умови, при якій  $\bar{A}_\alpha$  не перевищує кутового люфту направляючих коліс.

Після підстановки рівняння (3.39) у вираз (3.31), отримаємо з урахуванням (1.8)

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} S \left\{ \begin{array}{l} \frac{S_0^2}{L^2} \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{kr_k^2}{V_a^2} - 1 \right)^2} \left[ f(h - r_d) + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_d)}{0,5\pi r_k} \right] - \\ - \frac{8}{\pi r_k} \ln \left| \cos \left[ S_0 \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{kr_k^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \end{array} \right\}. \quad (3.40)$$

При отриманні виразу (3.40) враховувалось, що кругова частота  $\Omega$  збуджуючих коливань при дисбалансі направляючих коліс рівна

$$\Omega = \frac{V_a}{r_k}. \quad (3.41)$$

Розглянемо в якості прикладу розрахунок додаткових затрат енергії двигуна при дисбалансі направляючих коліс автомобіля Урал-4320.

Визначимо середню амплітуду коливань  $\bar{A}_\alpha$  направляючих коліс автомобіля Урал-4320 за сумарного дисбалансу  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм [66].

Аналіз виразу (3.39) показує, що за

$$\frac{k^2 r_k^2}{V_a^2} = 1 \quad (3.42)$$

величина  $\bar{A}_\alpha$  прямує до безкінечності, тобто настає резонанс коливань. Для автомобіля Урал-4320 умовою резонансу є досягнення швидкості  $V_a = V_{арез} = 25$  м/с (90 км/год). На рис. 3.1 наведено графік залежності

середньої амплітуди коливань направляючих коліс від швидкості руху автомобіля Урал-4320 за сумарного (допустимого) дисбалансу  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм.

Аналіз характеру протікання графіку на рис. 3.1 показує, що навіть за малих кутів люфту направляючих коліс  $\bar{A}_\alpha = 1^\circ$  і швидкості, що наближається до  $V_{\text{арез}} = 25$  м/с (90 км/год), відбувається різке збільшення їх середньої амплітуди коливань  $\bar{A}_\alpha$ . Навіть за люфту направляючих коліс, що знаходиться в межах  $\pm 1,0$  град і швидкості  $V_\alpha = V_{\text{арез}}$  будуть виникати удари, що призводять, з плином часу, до відмов елементів ходової частини і рульового керування автомобіля.

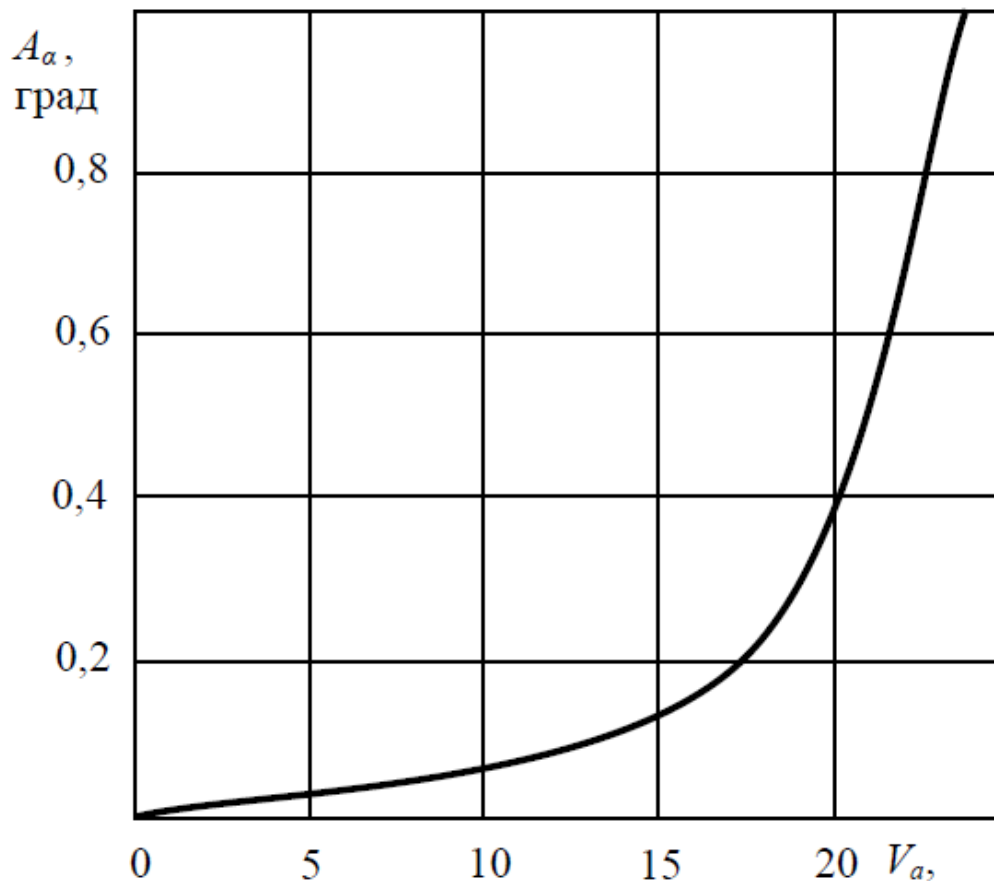


Рисунок 3.1 – Залежність  $\bar{A}_\alpha(V_\alpha)$  для автомобіля Урал-4320

за  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

На рис. 3.2 наведено графік залежності  $\frac{\Delta W_{eS}}{S}(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 за сумарного (допустимого) дисбалансу направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм і максимальному кутовому люфту в межах  $\pm 1,0$  град.

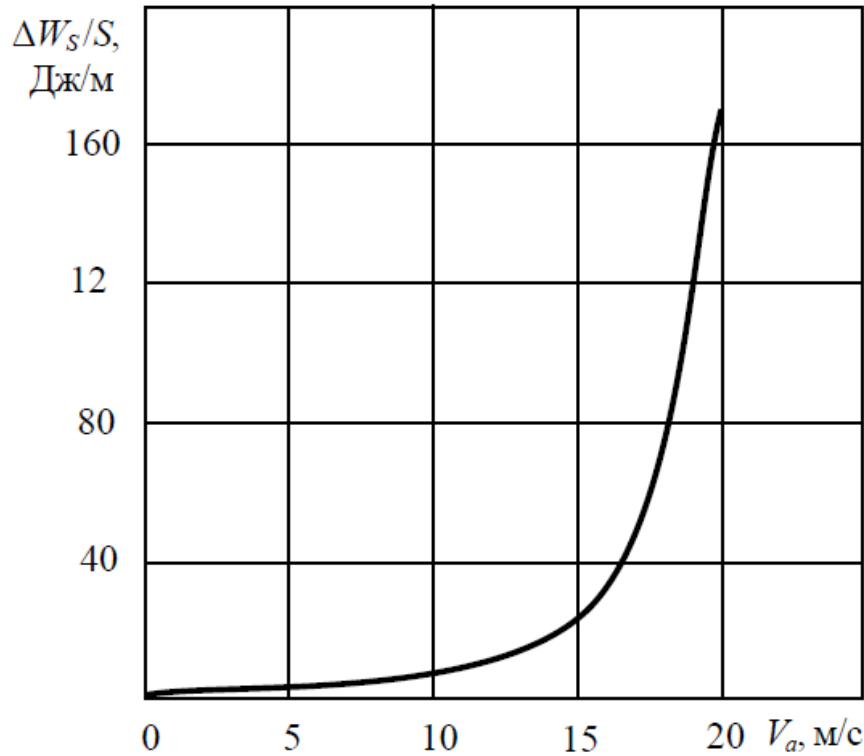


Рисунок 3.2 – Залежність  $\frac{\Delta W_{eS}}{S}(V_a)$  для автомобіля Урал-4320

за дисбалансу направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

Аналіз графіку наведеного на рис. 3.2 показує, що до швидкості  $V_a = 15$  м/с (54 км/год) додаткові витрати енергії двигуна, що викликані допустимим сумарним дисбалансом направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм, незначним і таким, що не перевищує  $\frac{\Delta W_{eS}}{S} = 10$  Дж/м. За  $V_a > 15$  м/с (54 км/год) відбувається різке збільшення указаних втрат, які за швидкості  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) досягають величини  $\frac{\Delta W_{eS}}{S} = 160$  Дж/м.



На рис. 3.3 наведено залежність додаткових затрат енергії двигуна автомобіля Урал-4320 від пробігу автомобіля  $S$  за різних швидкостей руху.

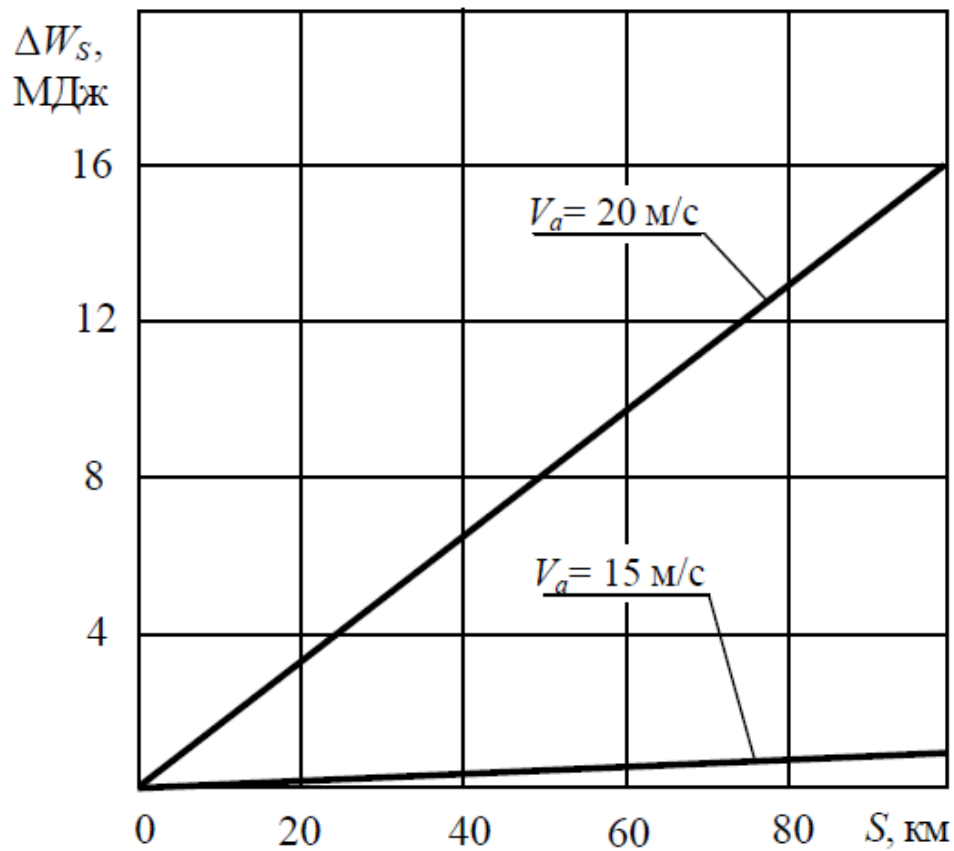


Рисунок 3.3 – Залежність додаткових затрат енергії двигуна від пробігу автомобіля Урал-4320 на різних швидкостях при  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

Визначимо коефіцієнт пропорційності  $K_{W_s}$  між кінетичною енергією поступального руху автомобіля і додатковими затратами енергії двигуна на одиницю пройденого шляху. Із рівняння (3.33), використовуючи відношення (3.40) отримаємо

$$K_{W_s} = \frac{2\Delta W_{eS}}{Sm_a V_a^2} = \frac{1}{\eta_{mp}} \left\{ \begin{array}{l} \left[ \frac{S_0^2}{L^2} \frac{a_{uu} \cos^2 \Delta}{I_{kz}^2 \left( \frac{k^2 r_k^2}{V_a^2} - 1 \right)^2} \left[ f(h - r_\partial) + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\partial)}{0,5\pi r_k} \right] \right] - \\ - \frac{8}{\pi r_k} \ln \left| \cos \left[ S_0 \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{k^2 r_k^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \end{array} \right\}. \quad (3.43)$$

Величина, обернена  $K_{W_s}$ , являє собою шлях, що пройшов автомобіль за який додаткові витрати енергії двигуна будуть рівнятися кінетичній енергії поступального руху машини. Ця енергія відповідає енергії, що затрачується на розгін до указаної швидкості, або енергії, що розсіюється в гальмах при гальмуванні автомобіля із цієї швидкості до зупинки. В табл. 3.1 на прикладі автомобіля Урал-4320 наведено результати розрахунку коефіцієнту  $K_{W_s}$  і оберненої йому величини  $1/K_{W_s}$ .

Таблиця 3.1 – Розрахунок величини  $K_{W_s}$  і  $K_{W_s}^{-1}$  для автомобіля Урал 4320 при  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

$V_a$ м/с	5	10	15	20
$K_{W_s}, \text{м}^{-1}$	$63 \cdot 10^{-9}$	$1320 \cdot 10^{-9}$	$11529 \cdot 10^{-9}$	$114960 \cdot 10^{-9}$
$10^{-3} \cdot K_{W_s}^{-1}, \text{км}$	15873	757	87	8,7

Здійснено на прикладі автомобіля Урал-4320 розрахунок коефіцієнту пропорційності  $K_A$  між додатковими затратами енергії двигуна  $\Delta W_{eS}$  і роботою зовнішніх сил  $A_{on}$ .

Порівнюючи між собою вирази (3.33) і (3.38) визначимо з урахуванням (3.35)

$$K_A = \frac{K_{W_s} \eta_{mp}}{\frac{gf}{V_a^2} + \frac{C_x \rho F}{2m_a}}. \quad (3.44)$$

Для автомобіля Урал-4320 параметри  $f = 0,015$ ,  $\eta_{mp} = 0,9$ ,  $m_a = 8100$  кг. Із роботи [97] визначено, що  $\frac{C_x}{2} \rho = 0,833$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup> – для автомобілів сімейства Урал, а із [114] визначені мідель  $F = 5,833$  м<sup>2</sup>. Розрахунок параметру  $K_A$  в залежності від швидкості руху автомобіля Урал-4320 наведені в табл. 3.2

Таблиця 3.2 – Розрахунок параметру  $K_A$  для автомобіля Урал-4320

$V_a$ м/с	5	10	15	20
$K_{W_s}, \text{М}^{-1}$	$63 \cdot 10^{-9}$	$1320 \cdot 10^{-9}$	$11529 \cdot 10^{-9}$	$114960 \cdot 10^{-9}$
$K_A$	$0,857 \cdot 10^{-6}$	$0,571 \cdot 10^{-3}$	$0,825 \cdot 10^{-2}$	0,10575

Аналіз результатів розрахунків наведених в табл. 3.2 показує, що наявності допустимого сумарного дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм додаткові витрати енергії двигуна незначні до швидкості  $V_a = 15$  м/с (54 км/год). Але, із збільшенням швидкості до  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) відбувається різке збільшення коефіцієнту  $K_A$  до величини 0,10575. Це означає, що за швидкості руху автомобіля Урал-4320, що перевищує  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) додаткові витрати енергії двигуна, обумовлені дисбалансом направляючих коліс будуть складати більше 10,5 % від витрат енергії на подолання сил зовнішнього опору машини. Оскільки розглядається рівномірний рух автомобіля, то додаткові витрати потужності двигуна  $\Delta N_e$  при  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) також будуть складати більше 10,5 % від потужності, що затрачається на подолання сил опору руху.

### 3.3 Вплив коливань неідресорених мас автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна

Основною причиною вимушених коливань автомобіля є дорожні нерівності. За умови, що автомобіль справний і його технічний стан відповідає нормативним документам інші причини виникнення указаних коливань не мають суттєвого значення [90].

Джерелами високочастотних коливань підвіски автомобіля є биття колісних вузлів і незбалансованість (дисбаланс) коліс. Вони викликають періодичні сили або моменти, що змінюються з кутовою частотою, рівною кутовій швидкості колеса, і діючі завжди, в тому числі і на дорогах з абсолютно рівною поверхнею.

3.3.1 Визначення додаткових затрат енергії. При силовій взаємодії коліс автомобіля з дорожніми нерівностями енергія удару переходить у збільшення потенційної енергії ідресорених і неідресорених мас автомобіля. Внаслідок одиничного удару можна визначити збільшення потенційної енергії автомобіля

$$W_{\text{пот1}} = W_{\text{пот1}}^{\text{п}} + W_{\text{пот1}}^{\text{н}} = g(m_{\text{п}}A_{\text{п}} + m_{\text{н}}A_{\text{н}}), \quad (3.45)$$

де  $W_{\text{пот1}}^{\text{п}}$ ;  $W_{\text{пот1}}^{\text{н}}$  – зміна (збільшення) потенційної енергії ідресорених і неідресорених мас автомобіля, відповідно, внаслідок одного удару коліс об нерівність дороги;

$A_{\text{п}}$ ;  $A_{\text{н}}$  – амплітуди коливань ідресорених і неідресорених мас автомобіля, відповідно;

$m_{\text{п}}$ ;  $m_{\text{н}}$  – ідресорена і неідресорена маса автомобіля, відповідно.

Рівняння (3.45) отримано із умови, що збільшення висот центрів мас  $m_{\Pi}$  і  $m_{\text{H}}$  лінійно пов'язані із енергією удару коліс об дорожні нерівності (перешкоди). Після підйому на максимальну величину, що відповідає амплітуді коливань, центри мас починають знижуватись. При цьому накоплена потенційна енергія розсіюється в амортизаторах (амортизатори односторонньої дії), тобто губиться. З цієї причини у рівнянні (3.45) відсутній член, що враховує втрати енергії в амортизаторах.

За один період коливань підресорених і непідресорених мас додаткова енергія, що витрачається на подолання дорожніх нерівностей визначається рівнянням (3.45). Додаткова енергія, що витрачається на подолання дорожніх нерівностей за час  $t$ , буде рівна

$$\Delta W = W_{\text{пот}t} = g \left( m_{\Pi} A_{\Pi} \frac{t}{T_{\Pi}} + m_{\text{H}} A_{\text{H}} \frac{t}{T_{\text{H}}} \right), \quad (3.46)$$

де  $T_{\Pi}$ ,  $T_{\text{H}}$  – періоди вимушених коливань підресорених і непідресорених мас.

Періоди коливань підресорених і непідресорених мас можна визначити як

$$T_{\Pi} = \frac{2\pi}{\omega_{\Pi}}; \quad (3.47)$$

$$T_{\text{H}} = \frac{2\pi}{\omega_{\text{H}}}, \quad (3.48)$$

де  $\omega_{\Pi}$ ,  $\omega_{\text{H}}$  – кругові частоти коливань підресорених і непідресорених мас.

Враховуючи відношення (3.30), (3.47) і (3.48), перетворимо вирази (3.46) до виду

$$\Delta W = \frac{gS}{2\pi V_a} m_i \omega_i A_i \left( 1 + \frac{m_i \omega_i A_i}{m_i \omega_i A_i} \right). \quad (3.49)$$

При проектуванні підвіски автомобіля необхідно прагнути до того, щоб величина  $\frac{A_{\Pi}}{A_{\text{H}}}$  була мінімальною. У ідеальній підвіски  $\frac{A_{\Pi}}{A_{\text{H}}} = 0$ . Тому у рівнянні (3.49) вираз в дужках назвемо коефіцієнтом врахування коливань підресореної маси

$$K_{\text{ВП}} = 1 + \frac{m_{\Pi} \omega_{\Pi} A_{\Pi}}{m_{\text{H}} \omega_{\text{H}} A_{\text{H}}}. \quad (3.50)$$

У цьому випадку вираз (3.49) буде мати вид

$$\Delta W = \frac{gS}{2\pi V_a} m_{\text{H}} A_{\text{H}} K_{\text{ВП}}. \quad (3.51)$$

Із рівняння (3.51) видно, що додаткові витрати енергії на подолання дорожніх нерівностей лінійно пов'язано із пробігом  $S$  автомобіля. Додаткова потужність двигуна, що затрачається на подолання дорожніх нерівностей

$$\begin{aligned} \Delta N_e &= \frac{1}{\eta_{\delta\delta}} \frac{d(\Delta W)}{dt} = \frac{g}{2\pi V_a \eta_{\delta\delta}} m_1 \omega_1 A_1 K_{\hat{A}\hat{i}} \frac{dS}{dt} = \\ &= \frac{g}{2\pi \eta_{\delta\delta}} m_1 \omega_1 A_1 K_{\hat{A}\hat{i}} \frac{dS}{dt}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Таким чином, додаткова потужність двигуна, що затрачається на подолання дорожніх нерівностей не залежить від швидкості руху в явному виді. Вплив швидкості руху може проявитись через параметри  $\omega_{\text{H}}$ ,  $A_{\text{H}}$  і  $K_{\text{ВП}}$ .

3.3.2 Вплив дисбалансу на вертикальні коливання коліс і додаткові витрати енергії. Розглянемо двомасову коливальну систему автомобіля

(рис. 3.4) за наявності дисбалансу колеса  $S_0$ . Збурюючим зусиллям, що викликає коливання підвіски є вертикальна складова центробіжної сили  $P_{\psi}$

$$P_{зб} = S_0 \omega_{кол}^2 \cos(\omega_{кол} t). \quad (3.53)$$

де  $\omega_{кол}$  – кутова швидкість колеса.

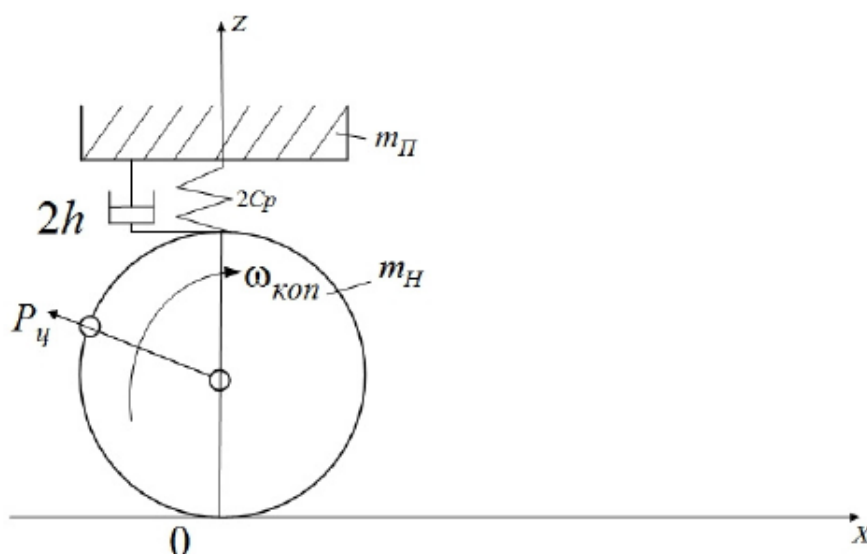


Рисунок 3.4 – Розрахункова динамічна модель коливань підвіски автомобіля, що викликано дисбалансом колеса

Рівняння коливань невіднесеної маси має вид

$$m_H \ddot{z}_{m_H} + 2C_p (z_{m_H} - z_{m_n}) + 2h (\dot{z}_{m_H} - \dot{z}_{m_n}) = P_{зб}, \quad (3.54)$$

де  $z_{m_H}$ ,  $\dot{z}_{m_H}$ ,  $\ddot{z}_{m_H}$  – лінійні переміщення, швидкість і прискорення невіднесених мас, відповідно;

$z_{m_n}$ ,  $\dot{z}_{m_n}$  – лінійні переміщення і швидкість віднесених мас, відповідно;

$2C_p$  – сумарна жорсткість двох ресор;

$2h$  – сумарний коефіцієнт опору двох амортизаторів.

Розглядаючи ідеальну підвіску, у якої  $\dot{z}_{m_H} = 0$  і  $z_{m_H} = 0$ , спростимо рівняння (3.54)

$$m_H \ddot{z}_{m_H} + 2C_p z_{m_H} + 2h \dot{z}_{m_H} = P_{зб}. \quad (3.55)$$

Розділивши ліву і праву частину рівняння (3.55) на  $m_H$ , отримаємо з урахуванням (3.53)

$$\ddot{z}_{m_H} + 2n \dot{z}_{m_H} + K_1^2 z_{m_H} = \frac{S_0}{m_H} \omega_{кол}^2 \cos(\omega_{кол} t), \quad (3.56)$$

де  $K_1$  – кругова частота власних коливань неідресорених мас

$$K_1 = \sqrt{\frac{2C_p}{m_H}}; \quad (3.57)$$

$2n$  – коефіцієнт демпфування коливань неідресорених мас

$$2n = \frac{2h}{m_H}; \quad (3.58)$$

Загальний розв'язок неоднорідного диференціального рівняння 2-го порядку

$$z_{m_H} = \bar{z}_{m_H} + z_{m_{H0}}, \quad (3.59)$$

де  $\bar{z}_{m_H}$  – загальний розв'язок однорідного диференціального рівняння 2-го порядку – описує вільні коливання неідресорених мас;



$z_{m_{н0}}$  – приватний розв'язок указанного диференціального рівняння (описує процес вимушених коливань).

За вимушених коливань з плином часу вільні коливання прямують до нуля, а параметри коливань системи відповідають вимушеним коливанням. В цьому випадку загальний розв'язок  $\bar{z}_{m_{н}} = 0$ . Приватний розв'язок рівняння (3.56) має вид

$$z_{m_{н0}} = z_{m_{н}} = \frac{\omega_{\text{кол}}^2 \frac{S_0}{m_{н}}}{\sqrt{(K_1^2 - \omega_{\text{кол}}^2)^2 + 4n^2 \omega_{\text{кол}}^2}} \sin(\omega_{\text{кол}} t + \gamma), \quad (3.60)$$

де  $\gamma$  – фазовий зсув між коливаннями збурюючої сили і коливаннями невіднесеної маси

$$\gamma = \text{arctg} \left( \frac{K_1^2 - \omega_{\text{кол}}^2}{2n\omega_{\text{кол}}} \right). \quad (3.61)$$

Із рівняння (3.60) визначимо амплітуду коливань невіднесеної маси автомобіля

$$A_{н} = \frac{\omega_{\text{кол}}^2 \frac{S_0}{m_{н}}}{\sqrt{(K_1^2 - \omega_{\text{кол}}^2)^2 + 4n^2 \omega_{\text{кол}}^2}}. \quad (3.62)$$

Після підстановки виразу (3.62) у рівняння (3.51) за  $K_{\text{ВП}} = 1$  (зробимо припущення про використання ідеальної підвіски) отримаємо рівняння для розрахунку додаткових втрат енергії на рух автомобіля

$$\Delta W = \frac{gS_0\omega_{\text{кол}}^3}{2\pi V_a} \frac{S}{\sqrt{(K_1^2 - \omega_{\text{кол}}^2)^2 + 4n^2\omega_{\text{кол}}^2}}. \quad (3.63)$$

Враховуючи відношення

$$V_a = \omega_{\text{кол}} r_k, \quad (3.64)$$

де  $r_k$  – кінетичний радіус колеса,

перетворимо (3.63) до виду

$$\Delta W = \frac{gS_0\omega_{\text{кол}}^2}{2\pi r_k} \frac{S}{\sqrt{(K_1^2 - \omega_{\text{кол}}^2)^2 + 4n^2\omega_{\text{кол}}^2}}. \quad (3.65)$$

Використовуючи відношення (3.64), виразимо  $\omega_{\text{кол}}$  через лінійну швидкість автомобіля  $V_a$ . У цьому випадку вираз (3.65) буде мати вид

$$\Delta W = \frac{gS_0V_a^2}{2\pi r_k^3} \frac{S}{\sqrt{\left(K_1^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_a^2}{r_k^2}}}. \quad (3.66)$$

Додаткова потужність двигуна, що затрачається на коливання невідвісних мас

$$\Delta N_e = \frac{1}{\eta_{mp}} \frac{d(\Delta W)}{dt} = \frac{gS_0V_a^3}{2\pi r_k^3 \eta_{mp}} \frac{1}{\sqrt{\left(K_1^2 - \frac{V_a^2}{r_k^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{V_a^2}{r_k^2}}}. \quad (3.67)$$

За допомогою рівняння (3.66) і (3.67) можна визначити витрати енергії на рух і потужність двигуна, обумовлені коливаннями непідресорених мас автомобіля за наявності дисбалансу коліс. Результати отримані з допущенням того, що підвіска автомобіля ідеальна і коливання непідресореної маси відсутні ( $A_{\text{п}} = 0$ ). Додаткові витрати енергії лінійно пов'язані із пробігом автомобіля і пропорційні квадрату швидкості руху, а додаткові витрати потужності двигуна пропорційні кубу швидкості руху. Додаткові витрати як енергії, так і потужності лінійно залежать від величини дисбалансу  $S_0$  коліс.

При оцінюванні впливу радіального биття колісних вузлів на величину додаткової енергії, що затрачається на рух автомобіля, необхідно у рівнянні (3.51) замість параметру  $A_{\text{п}}$  підставити величину радіального биття, що розглядається. Аналогічну заміну необхідно здійснити і у рівнянні (3.52) при визначенні додаткових затрат потужності двигуна.

В якості прикладу розглянемо коливання переднього мосту автомобіля Урал-4320 внаслідок появи сумарного дисбалансу двох направляючих коліс, що рівняється  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м. В табл. 3.3 наведено вхідні розрахункові дані для прикладу, що розглядається.

Таблиця 3.3 – Вхідні розрахункові дані для переднього мосту автомобіля Урал-4320

Параметр	Позначення	Розмірність	Величина
Маса непідресореної частини	$m_{\text{н1}}$	кг	1200
Сумарна жорсткість передніх ресор	$2C_{p1}$	кН/м	323,730
Сумарний коефіцієнт опору амортизаторів	$2h$	кН·с/м	$\frac{5,690^*}{1,422^{**}}$
Власна кругова частота коливань непідресореної маси	$K_1 = \sqrt{\frac{2C_p}{m_{\text{н1}}}}$	с <sup>-1</sup>	16,42
Коефіцієнт демпфування коливань	$2n = \frac{2h}{m_{\text{н1}}}$	с <sup>-1</sup>	$\frac{4,742^*}{1,185^{**}}$
* значення параметру за ходу віддачі ** значення параметру за ходу стискування			

Слід відзначити, що при розв'язанні диференціального рівняння (3.56) необхідно враховувати, що коефіцієнти  $2h$  і  $2n$  відрізняються за величиною при ході стискування і ході віддачі [115], [116] (див. табл. 3.3). Оскільки на більшості автомобілів застосовуються амортизатори односторонньої дії, то величини  $2h$  і  $2n$  при ході віддачі приблизно в чотири рази більші, ніж при ході стискування [116]. Нас цікавить перша чверть періоду коливань підресореної маси. Тому в розрахункових формулах (3.66) і (3.67) необхідно підставляти значення коефіцієнтів демпфування, що відповідають ходу віддачі.

На рис. 3.5 і рис. 3.6 представлені графіки залежностей  $\Delta W(V_a)$  і  $\Delta N_e(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 за сумарного дисбалансу передніх направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м. Аналіз отриманих графіків показує, що в точці резонансу, яка відповідає швидкості руху автомобіля  $V_a = 9,112$  м/с (32,8 км/год) відбувається різке збільшення додаткових затрат енергії на рух автомобіля і потужності двигуна ( $\Delta W = 74$  кДж і  $\Delta N_e = 84$  Вт). У решті точок (за інших швидкостей руху автомобіля) величини  $\Delta W$  і  $\Delta N_e$  незначні.

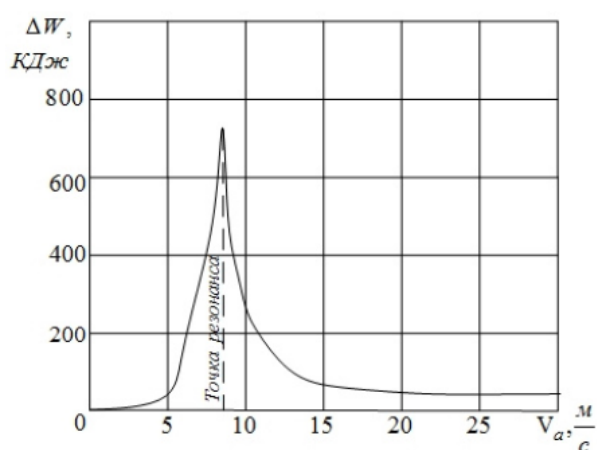


Рисунок 3.5 – Залежність  $\Delta W(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 при сумарному дисбалансі передніх направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м, на  $S = 100$  км

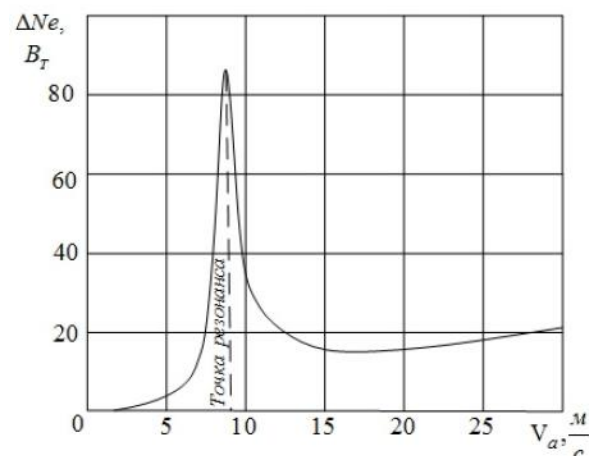


Рисунок 3.6 – Залежність  $\Delta N_e(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 при сумарному дисбалансі передніх направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м, на  $S = 100$  км

В процесі експлуатації автомобіля погіршується його технічний стан, у тому числі і амортизаторів. На рис. 3.7 і рис. 3.8 наведені графіки залежності  $\Delta W(V_a)$  і  $\Delta N_e(V_a)$  для випадку, коли коефіцієнт демпфування амортизаторів на ході стискування зменшується, наприклад, від  $2n=1,185 \text{ c}^{-1}$  до  $2n=0,2 \text{ c}^{-1}$ .

зниження величини  $2n$  не впливає на зміну  $\Delta W$  і  $\Delta N_e$ .

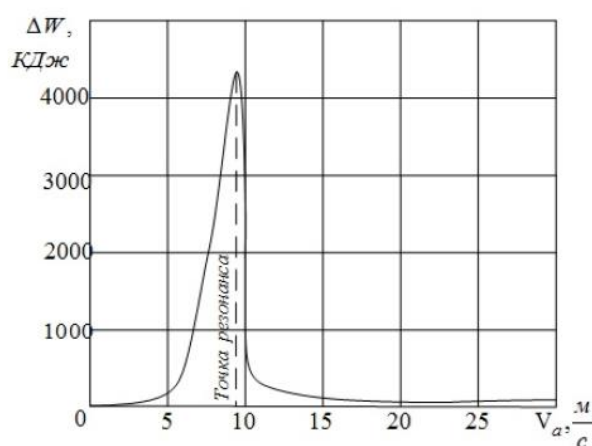


Рисунок 3.7 – Залежність  $\Delta W(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 (при  $S_{0\Sigma} = 0,190 \text{ кг}\cdot\text{м}$  передніх коліс за падіння коефіцієнту демпфування в амортизаторі до величини  $2n = 0,2 \text{ c}^{-1}$  при  $S = 100 \text{ км}$

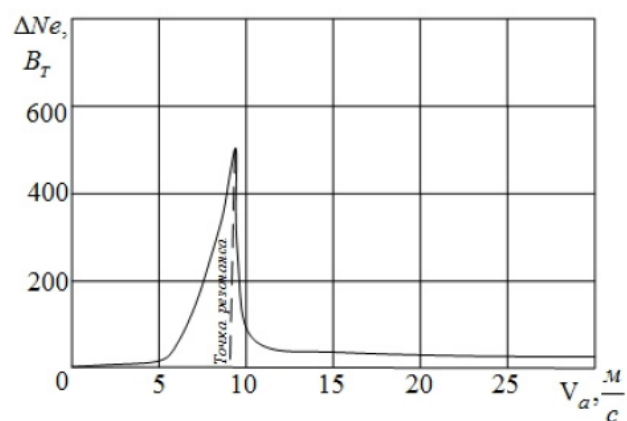


Рисунок 3.8 – Залежність  $\Delta N_e(V_a)$  для автомобіля Урал-4320 (при  $S_{0\Sigma} = 0,190 \text{ кг}\cdot\text{м}$  передніх коліс за падіння коефіцієнту демпфування в амортизаторі до величини  $2n = 0,2 \text{ c}^{-1}$  при  $S = 100 \text{ км}$

Аналіз графіків наведених на рис. 3.7 і рис. 3.8 показує, що зміна технічного стану амортизаторів, що супроводжується падінням коефіцієнту демпфування призводить до різкого збільшення  $\Delta W$  і  $\Delta N_e$  в точці резонансу за швидкості руху автомобіля Урал-4320, яка рівняється  $V_a = 9,112 \text{ м/с}$  (32,8 км/год). Додаткові витрати енергії  $\Delta W$  на рух автомобіля збільшуються від 741 кДж до 4387 кДж, а додаткові витрати потужності двигуна – від 85 Вт до 500 Вт. У решті точках указаних залежностей (див. рис. 3.7 і рис. 3.8)

### 3.4 Висновки за розділом 3

1. Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінити додаткові витрати потужності і енергії двигуна, що викликані коливаннями направляючих коліс автомобіля. При прямолінійному русі коливання направляючих коліс можуть бути викликані як погіршенням технічного стану рульового керування і ходової частини, так і коливальними впливами водія на рульове колесо.

2. Додаткові витрати енергії двигуна пропорційні масі автомобіля, швидкості його поступального руху і квадрату амплітуди коливань направляючих коліс. Із збільшенням подовжньої бази автомобіля відбувається зменшення указаних затрат енергії.

3. Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити додаткові витрати енергії двигуна, обумовлені коливаннями направляючих коліс автомобіля за наявності їх дисбалансу і окружного люфту. Визначена залежність указаних затрат від часу руху і пробігу автомобіля.

4. Виконані на прикладі автомобіля Урал-4320 розрахунки показали, що на швидкостях руху машини до 15 м/с (54 км/год) додаткові витрати енергії двигуна на одиницю пройденого шляху при допустимому сумарному дисбалансі направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м незначні і на один метр шляху не перевищують 10 Дж/м. За швидкості автомобіля понад 15 м/с (54 км/год) відбувається різке збільшення указаної величини до 160 Дж/м. При  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) до 10,5 % зростають і додаткові витрати потужності двигуна, обумовлені дисбалансом направляючих коліс.

5. За пробігу автомобіля Урал-4320, що рівняється 100 км, абсолютне значення додаткових затрат енергії двигуна досягає величини  $\Delta W_{eS} = 0,9$  МДж (при  $V_a = 15$  м/с) і  $\Delta W_{eS} = 16$  МДж (при  $V_a = 20$  м/с). тобто зростає у 18 раз.

6. За швидкості руху автомобіля Урал-4320  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) додаткові витрати енергії, що обумовлені дисбалансом направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м, за пройденого шляху 8,7 км рівняється кінетичній енергії поступального руху машини.

7. Отримані аналітичні вирази дають можливість визначити додаткові витрати енергії на рух автомобіля і додаткові витрати потужності двигуна, що обумовлені коливаннями невідвісних мас.

8. Отримані аналітичні вирази дали можливість на прикладі вантажного автомобіля Урал-4320 визначити додаткові витрати енергії на рух і потужності двигуна при сумарному дисбалансі передніх направляючих коліс  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м. Указані витрати різко зростають при резонансному режимі руху ( $V_a = 9,112$  м/с (32,8 км/год)) і досягають величини  $\Delta W = 741$  кДж/(на 100 км шляху) і  $\Delta N_e = 84$  Вт.

9. Технічний стан амортизаторів при дії дисбалансу коліс суттєво впливає на додаткові витрати енергії на рух автомобіля і потужність двигуна лише в резонансному режимі. За інших швидкісних режимів руху зміна технічного стану амортизаторів не впливає на збільшення  $\Delta W$  і  $\Delta N_e$ . Для автомобіля Урал-4320 в резонансному режимі руху ( $V_a = 9,112$  м/с (32,8 км/год) зменшення коефіцієнту демпфування амортизаторів при ході стискування від  $2n = 1,185$  с<sup>-1</sup> до  $2n = 0,2$  с<sup>-1</sup> призводить до збільшення  $\Delta W$  від 741 кДж до 4387 кДж, а  $\Delta N_e$  – із 85 Вт до 500 Вт.

Результати дослідження опубліковано в [1], [4], [5], [6], [8], [10], [11], [13], [16].

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИСБАЛАНСУ НАПРАВЛЯЮЧИХ КОЛІС НА ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

#### 4.1 Програма-методика експериментальних досліджень

4.1.1 Загальні питання. В процесі експериментальних досліджень здійснювалося визначення впливу наявності дисбалансу колеса автомобіля на його динамічні властивості.

Для реєстрації даних в процесі дорожніх експериментальних досліджень автомобіля використовувався мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс (рис. 4.1), що складається із двох трикоординатних датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, які підключені до ПЕОМ (notebook) з відповідним програмним забезпеченням для реєстрації та накопичення даних [35].



Рисунок 4.1 – Реєстраційно-вимірювальний комплекс

Дорожні експериментальні дослідження проводились на вантажному автомобілі Урал-4320 та на легковому автомобілі Урал-4320 та на легковому



автомобілі Opel Vectra 1.6і у стандартній комплектації та у справному технічному стані (рис. 4.2 та рис. 4.3).



Рисунок 4.2 – Автомобіль Урал-4320, на якому проводилися експериментальні дослідження (21.11.2018).



Рисунок 4.3 – Автомобіль Opel Vectra 1.6і на якому проводились експериментальні дослідження (15.09.2016)

4.1.2 Програма-методика експериментальних досліджень вантажного автомобіля Урал-4320. Маса автомобіля складала 8250 кг. Агрегати трансмісії та ходової частини перед початком заїздів були прогріті. Шини

чисті, сухі, знос рисунку протектора не більше 5%. Погодні умови на момент проведення експериментальних досліджень наведено в табл. 4.1, 4.2.

Таблиця 4.1 – Погодні умови у місцевості проведення досліджень 21.11.2018.

Температура, °С	Тиск мм. рт.ст.	Вологість, %	Хмарність	Опади	Вітер
0	769	48	Сильна хмарність	Без опадів	Західний 2-6 м\с

Таблиця 4.2 – Погодні умови у місцевості проведення досліджень 15.09.2016

Температура, °С	Тиск мм. рт.ст.	Вологість, %	Хмарність	Опади	Вітер
+16	749	63	Сильна хмарність	Без опадів	Північно-західний 4 м\с

Датчики прискорень встановлювались на передньому бампері автомобіля (рис. 4.2). Схему розташування датчиків наведено на рис.4.4.

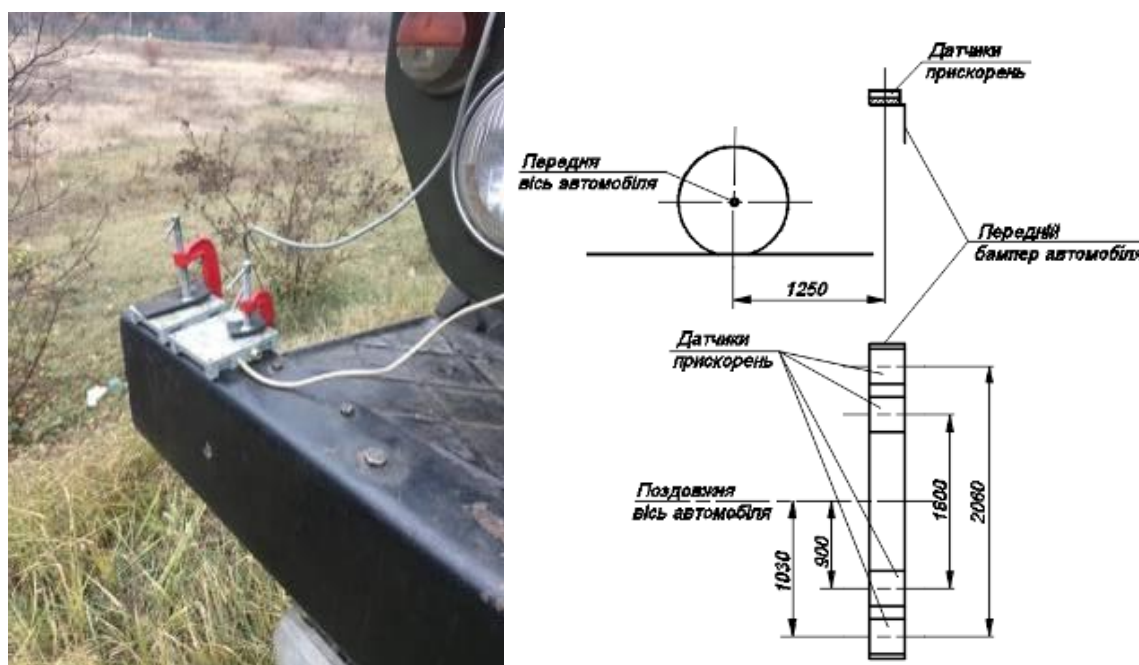


Рисунок 4.4 – Схема розташування датчиків прискорень на автомобілі Урал-4320

Методика обробки сигналів датчиків відповідала методиці, що наведено в роботі [35].

В процесі експериментального дослідження виконувався розгін автомобіля до швидкості 70 км/год, після чого здійснювався вибіг. Під час руху автомобіля виконувався запис прискорень автомобіля у поздовжній площині, а також запис часу. Заїзди повторювалися 2 рази, однак, за рахунок встановлених чотирьох датчиків прискорень замість одного, при кожному заїзді отримували чотири результати замість одного (принцип паралельних спостережень) [35]).

Експериментальні заїзди виконувались при відсутності дисбалансу направляючих коліс (2 заїзди) та при наявності дисбалансу 0,045 кгм на кожному з них (сумарний дисбаланс становив 0,090 кгм). Важки масою по 180 г встановлювались на ободах коліс з протилежних сторін відносно передньої вісі автомобіля. Це дозволило просумувати ефект дії дисбалансу на рульовий привід.



1 – додаткові маси

Рисунок 4.5 – Кріплення додаткових мас на передньому лівому колесі автомобіля Урал-4320 для імітування його дисбалансу

4.1.3 Програма-методика експериментальних досліджень легкового автомобіля Opel Vectra 1.6і. Маса автомобіля у ході експериментальних досліджень складала 1800 кг та визначалася із використанням зважувального комплексу (рис. 4.6). Агрегати трансмісії та ходової частини перед початком заїздів були прогріті. Шини чисті, сухі, знос рисунку протектора не більше 5 %.



а



б

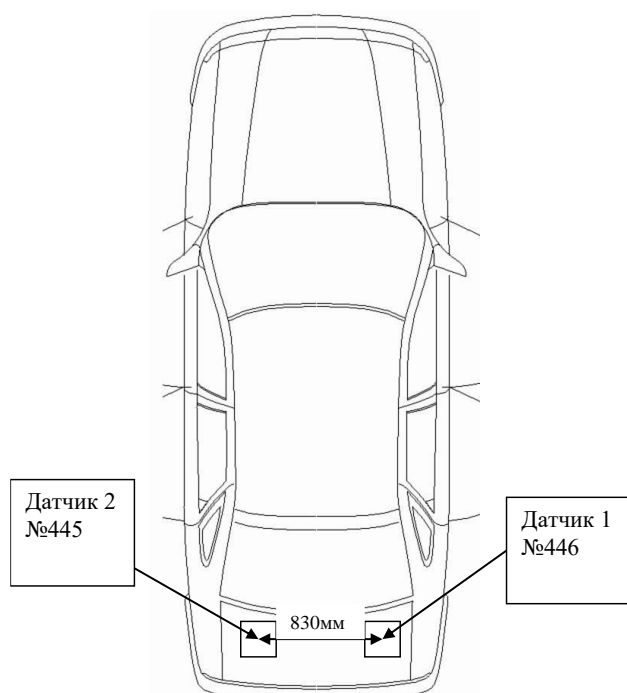
а – обладнана ділянка для проїзду автомобіля, що зважується,

б – пульт керування комплексом

Рисунок 4.6 – Зважувальний комплекс для вимірювання маси автомобілів

Датчики прискорень встановлювались на кузові легкового автомобіля, симетрично відносно його поздовжньої вісі згідно схемі, наведеній на рис. 4.7. Методика обробки сигналів датчиків відповідала запропонованій у роботі [35].

В процесі експериментального дослідження виконувався розгін автомобіля до швидкості 120 км/год, після чого здійснювався вибіг. Під час руху автомобіля виконувався запис прискорень автомобіля у поздовжній площині, а також запис показників секундоміра та спідометру. Після повної зупинки автомобіля та запису даних на зовнішній носій інформації, повторювали експериментальний цикл у зворотному напрямку дороги задля зменшення впливу на результат похибки траси. Експериментальні заїзди



а



б



в

а, б – кріплення датчика прискорення в багажнику легкового автомобіля;  
в – закріплені датчики прискорень та ноутбук з відповідним програмним забезпеченням

Рисунок 4.7 – Вимірювальне обладнання, що встановлюється на кузові легкового автомобіля Opel Vectra 1.6і в процесі експериментальних досліджень

виконувалися при різних значеннях додаткової маси, що встановлювалася на передньому лівому колесі автомобіля для створення дисбалансу (рис. 4.8):

- без додаткових мас на колесі (колесо збалансоване);

– з додатковою масою у 60г (дисбаланс  $S=1170$  гсм).

Додаткова маса, що створювала дисбаланс колеса встановлювалася на ободі на відстані від осі колеса у 150 мм.



а

б

а, б – місце встановлення додаткових мас на колесах; 1 – додаткові маси

Рисунок 4.8 – Кріплення додаткових мас на передньому лівому колесі автомобіля Opel Vectra 1.6і для імітування його дисбалансу

## 4.2 Обробка експериментальних даних

4.2.1 Обробка результатів експериментальних досліджень вантажного автомобіля Урал-4320. Потужність двигуна, що витрачається на розгін автомобіля

$$N_{ep} = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}_a. \quad (4.1)$$

При відсутності дисбалансу направляючих коліс

$$N'_{ep} = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}'_a, \quad (4.2)$$

де  $\dot{V}'_a$  – прискорення автомобіля при швидкості  $V_a$  і при відсутності дисбалансу направляючих коліс.

При наявності дисбалансу направляючих коліс

$$N''_{ep} = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot m_a \cdot V_a \cdot \dot{V}''_a, \quad (4.3)$$

де  $\dot{V}''_a$  – прискорення автомобіля при швидкості  $V_a$  і при наявності дисбалансу направляючих коліс.

Додаткові витрати потужності двигуна при появі дисбалансу направляючих коліс автомобіля

$$\Delta N_e = \frac{m_a \cdot V_a \cdot (\dot{V}'_a - \dot{V}''_a)}{\eta_{mp}}, \quad (4.4)$$

При виконанні розрахунків за формулою (4.4) величини  $\dot{V}'_a$  та  $\dot{V}''_a$  приймалися як середні від восьми значень, що отримані за два заїзди при 4-х встановлених датчиках прискорення.

Для порівняння результатів експериментальних досліджень з теоретичними скористаємося залежністю (3.40). Після диференціювання залежності (3.40) по  $t$  отримуємо вираз для визначення додаткової потужності двигуна, що витрачається при наявності дисбалансу направляючих коліс автомобіля

$$\Delta N_e^T = \frac{d(\Delta W_{es})}{dt} = \frac{m_a \cdot V_a^3}{2 \cdot \eta_{mp}} \cdot \left\{ \frac{S_0^2}{L^2} \frac{a_u \cdot \cos \Delta}{J_{kz} \left( \frac{k_1^2 \cdot r_k^2}{V_a^2} - 1 \right)} \cdot [f \cdot (h - r_d) + \right.$$

$$\left. \left[ \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_0)}{0,5 \cdot \pi \cdot r_k} \right] - \frac{8}{\pi \cdot r_k} \cdot \ln \left| \cos \left[ S_0 \frac{a_{uu} \cos \Delta}{J_{kz} \left( \frac{k_1^2 \cdot r_k^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \right\}. \quad (4.5)$$

На рисунках 4.9–4.15 та у таблиці 4.3 наведені результати обробки експериментальних даних для автомобіля Урал-4320 при наявності та відсутності дисбалансу направляючих коліс.

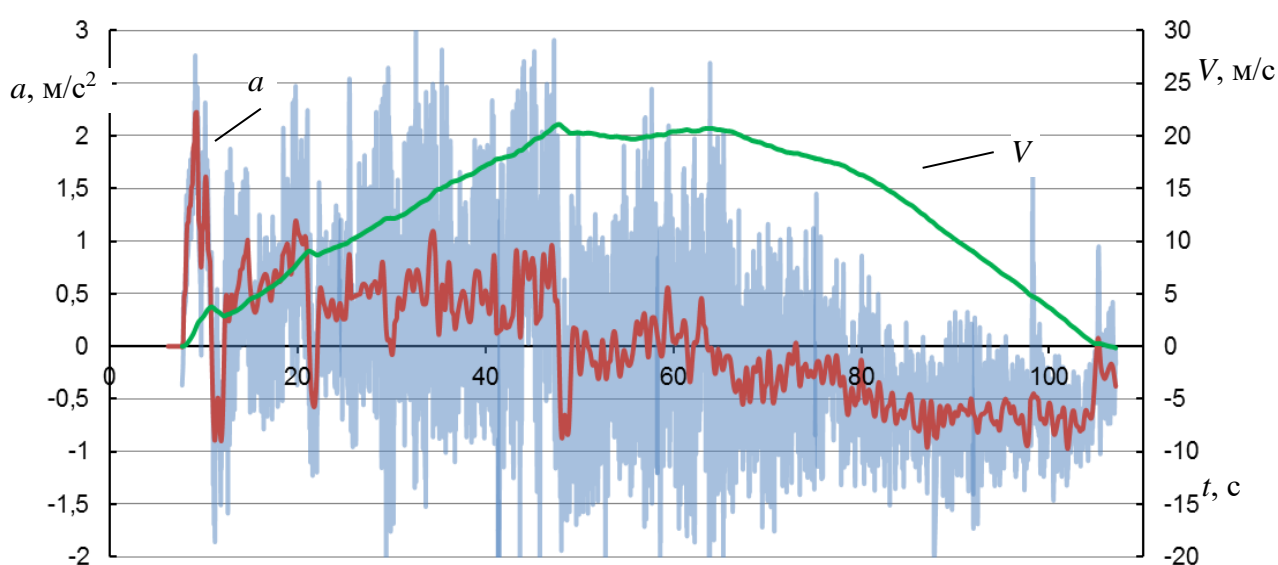


Рисунок 4.9 – Графік зміни поздовжніх лінійних прискорення та швидкості при розгоні та вибігу автомобіля Урал-4320 без встановлених додаткових мас на колесі

Оцінювання адекватності математичної моделі виконувалась на підставі порівняння теоретичних даних, отриманих для автомобіля Урал-4320 за формулою (4.5) та експериментальних даних (табл. 4.3).

Абсолютна похибка

$$\Delta = \left| \Delta N_e^T - \Delta N_e \right|. \quad (4.6)$$



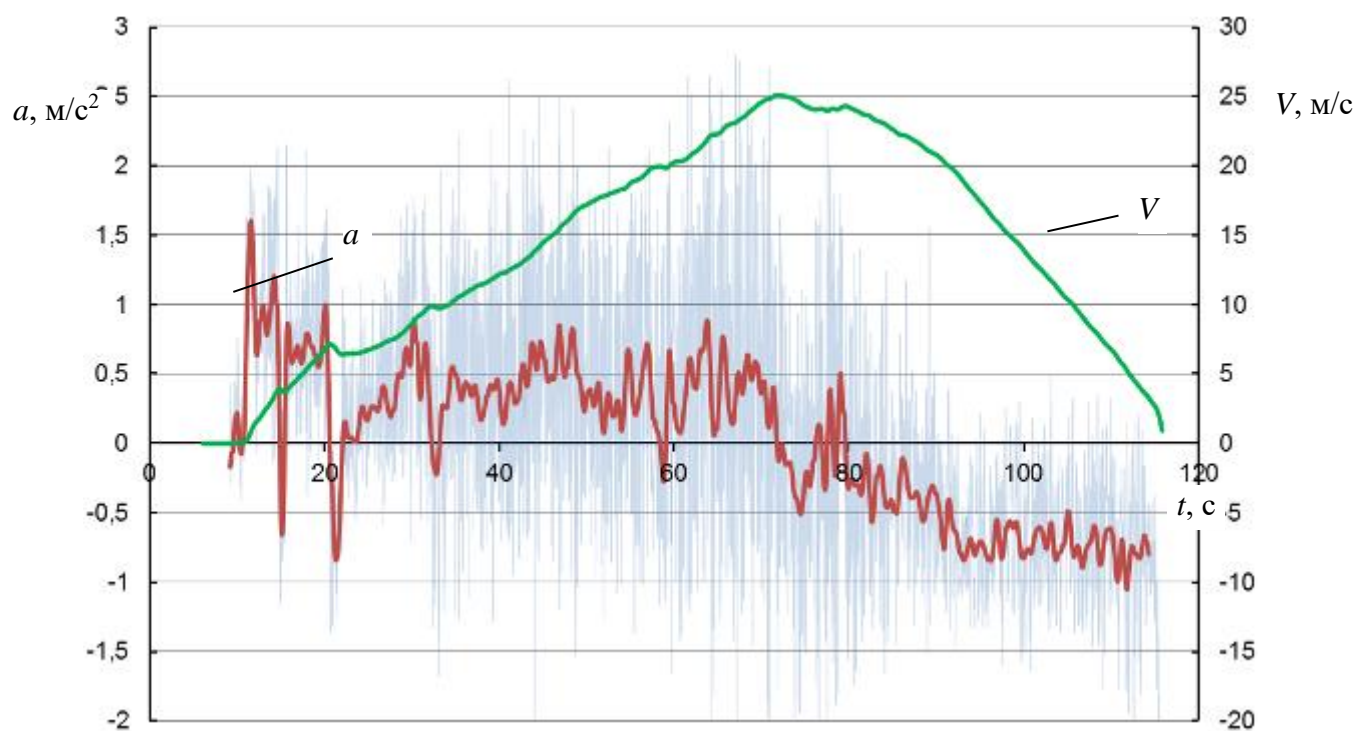


Рисунок 4.10 – Графік зміни поздовжніх лінійних прискорення та швидкості при розгоні та вибігу автомобіля Урал-4320 зі встановленими додатковими масами на передніх колесах по 180 г (сумарний дисбаланс становив 0,090 кгм)

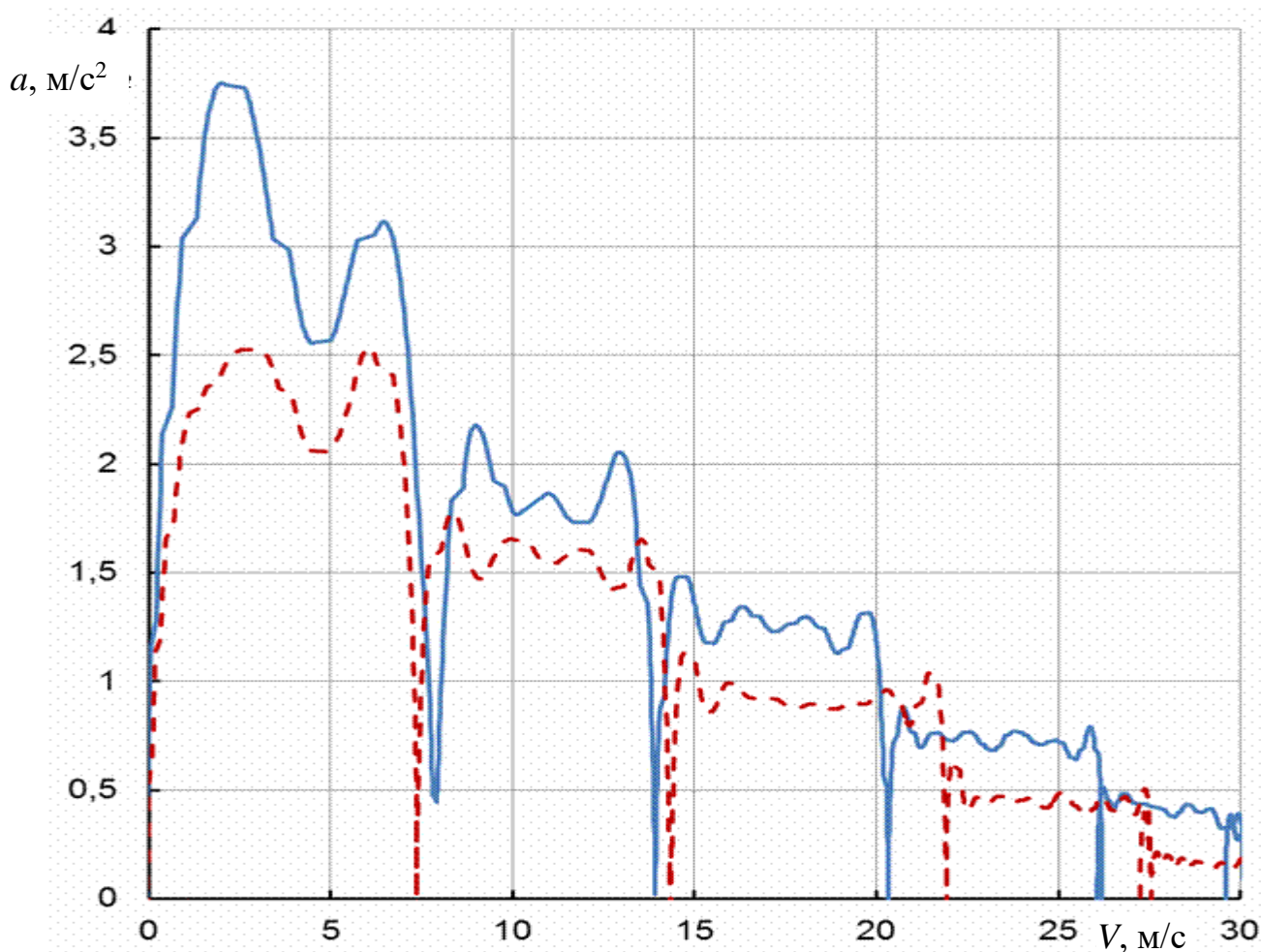
Відносна похибка визначення додаткової потужності двигуна, що витрачається при наявності дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320, буде визначатися за формулою

$$\delta = \left| \frac{\Delta}{\Delta N_e} \right| \cdot 100\%, \quad (4.7)$$

або з урахуванням виразу (4.6)

$$\delta = \left| \frac{\Delta N_e^T - \Delta N_e}{\Delta N_e} \right| \cdot 100\%. \quad (4.8)$$

Результати розрахунку за формулами (4.6) і (4.8) абсолютної та відносної похибок наведені у таблиці 4.3.



— без дисбалансу колеса;  
 - - - із додатковою масою на передніх колесах по 180 г (сумарний дисбаланс 0,090 кгм)

Рисунок 4.11 – Графіки залежності поздовжніх лінійних прискорень від швидкості при розгоні автомобіля Урал-4320

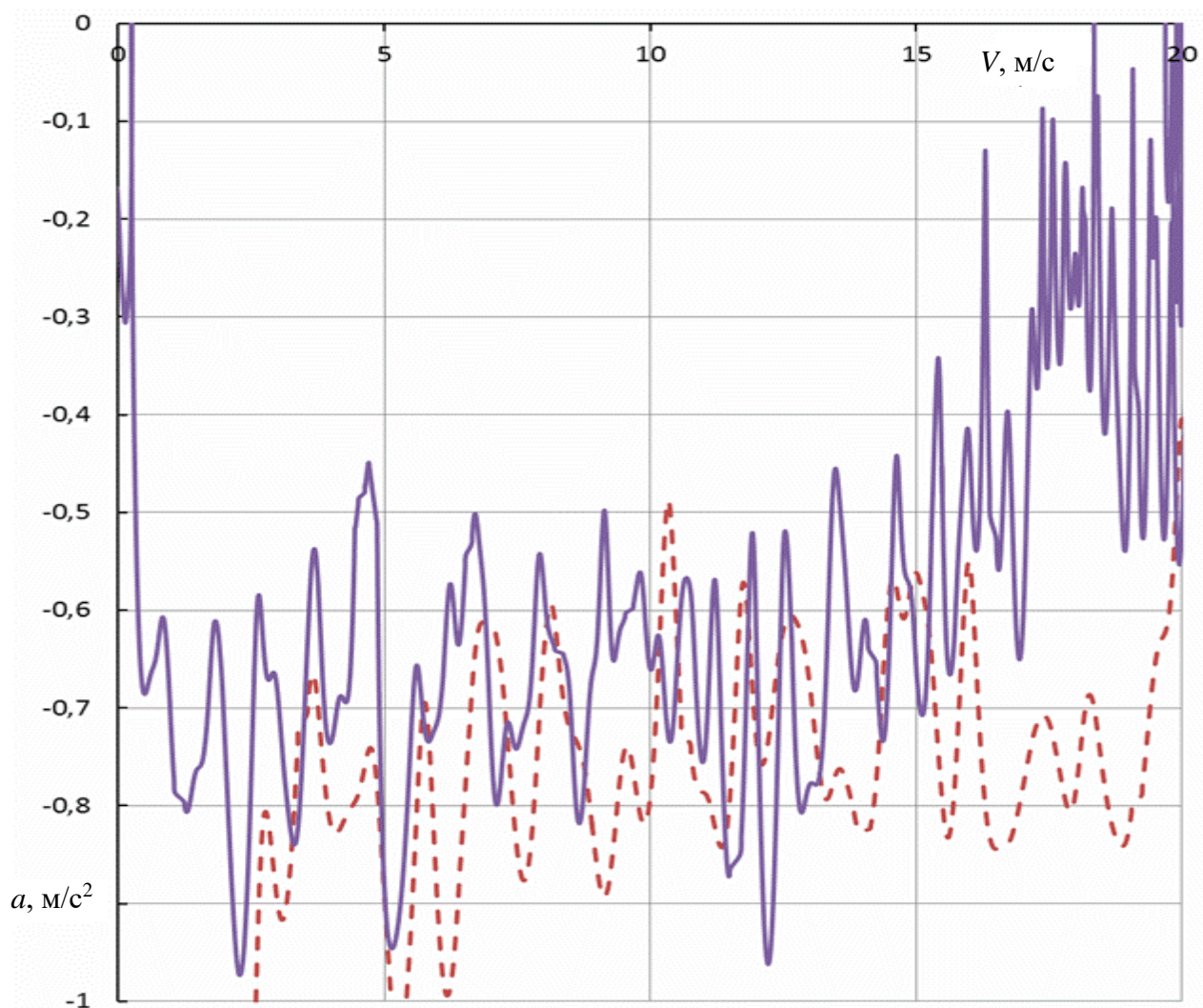
Середня величина розходження (абсолютна похибка середня)

$$\Delta_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^n |\Delta N_{ei}^T - \Delta N_{ei}|}{n}, \quad (4.9)$$

де  $\Delta N_{ei}^T$  – величина параметра, визначеного в  $i$ -й точці за формулою (4.5);

$\Delta N_{ei}$  – величина параметра, визначеного в  $i$ -й точці за результатами експерименту;

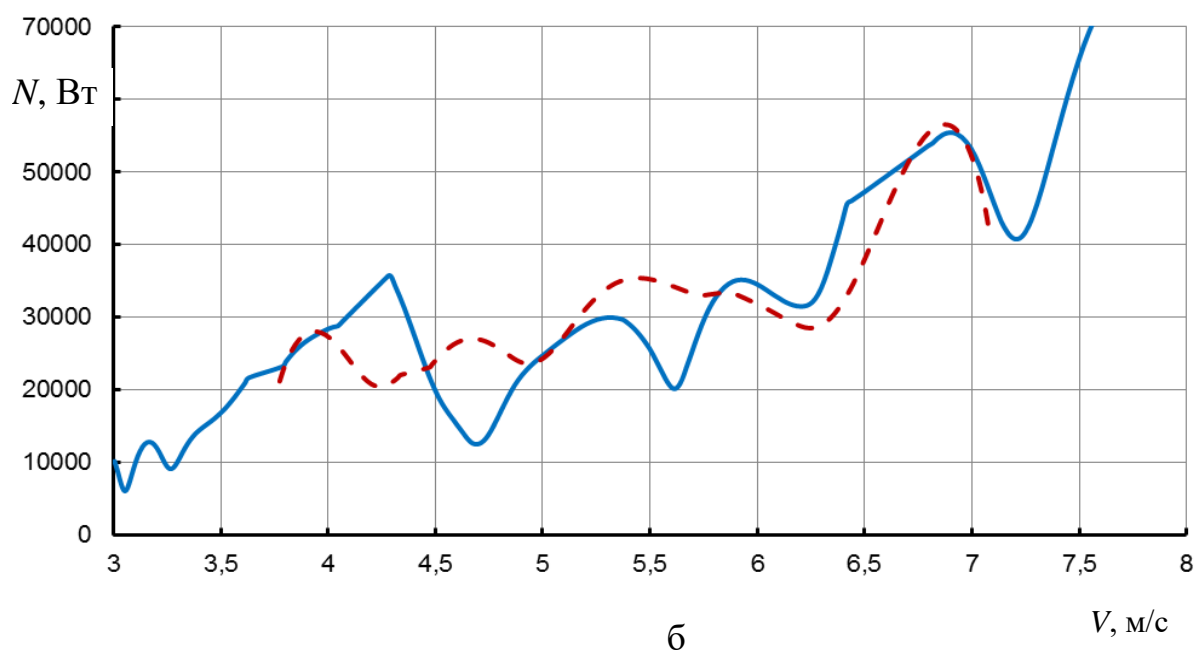
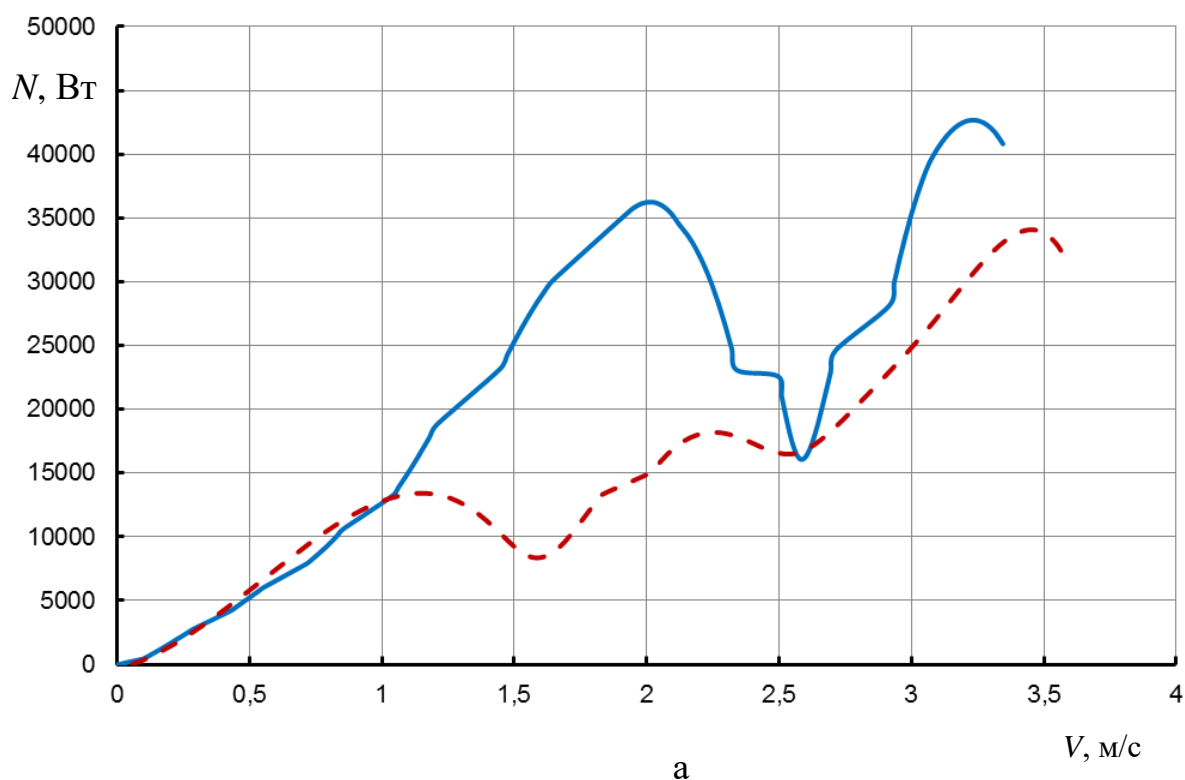
$n$  – кількість точок експерименту.



— — — — — без дисбалансу колеса;

- - - - - із додатковою масою на передніх колесах по 180 г (сумарний дисбаланс 0,090 кгм)

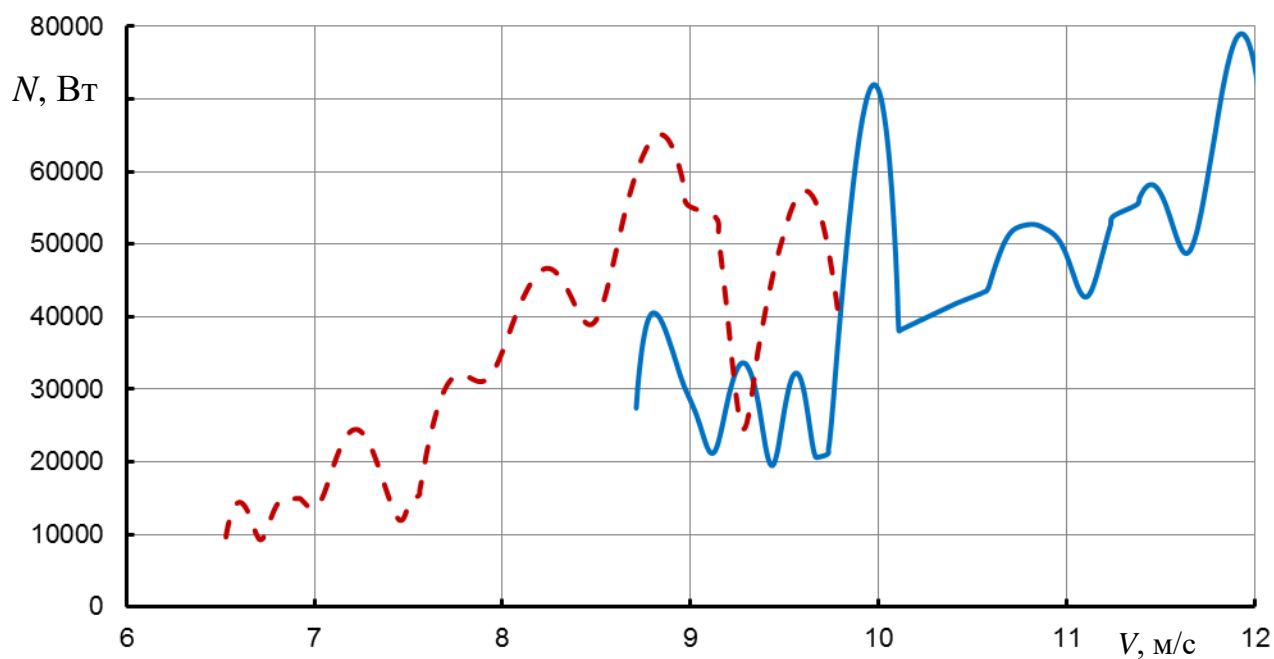
Рисунок 4.12 – Графіки залежності поздовжніх лінійних прискорень від швидкості при вибігу автомобіля Урал-4320



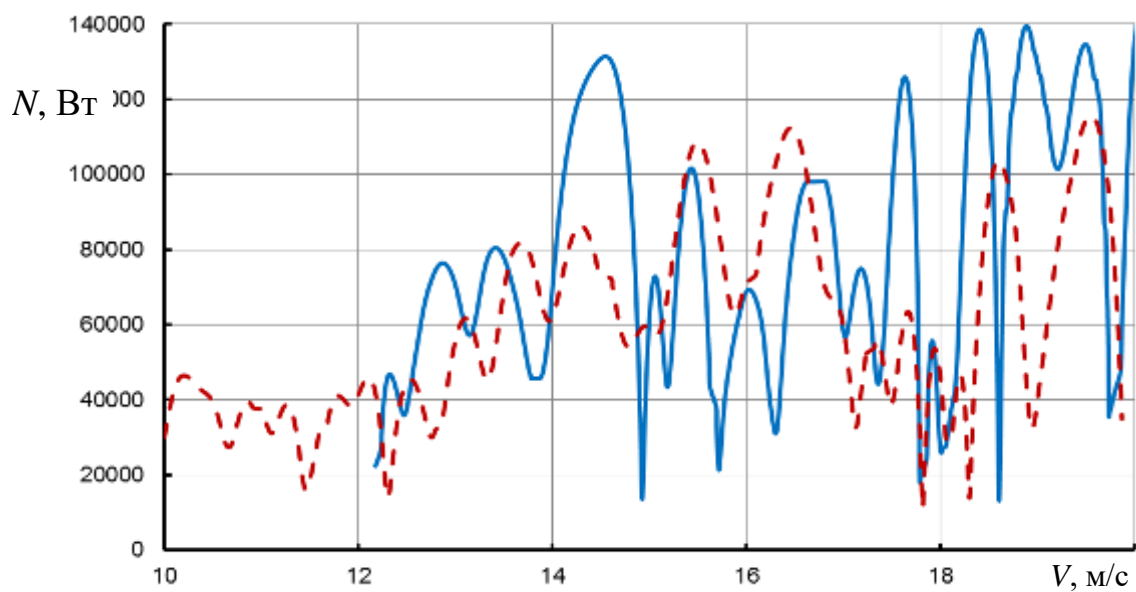
а – на 1-й передачі; б – на 2-й передачі;

— без дисбалансу колеса;  
 - - - із додатковою масою на передніх колесах по 180 г (сумарний дисбаланс 0,090 кгм)

Рисунок 4.13 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Урал-4320



а



б

а – на 3-й передачі; б – на 4-й передачі;

— — без дисбалансу колеса;

- - - із додатковою масою на передніх колесах по 180 г (сумарний дисбаланс 0,090 кгм)

Рисунок 4.14 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Урал-4320

Таблиця 4.3 – Результати порівняння експериментальних досліджень визначення додаткової потужності двигуна, що витрачається при наявності дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320, з теоретичними

Швидкість руху автомобіля $V, \text{ м/с}$	Додаткова потужність (теоретична) за формулою (4.5) $\Delta N_e^T, \text{ Вт}$	Потужність на колесах автомобіля, що витрачається на розгін		Додаткова потужність за результатами експерименту $\Delta N_e = N_{\kappa 1} - N_{\kappa 2}, \text{ Вт}$	Абсолютна похибка $\Delta, \text{ Вт}$	Відносна похибка $\delta, \%$
		Без дисбалансу колеса $N_{\kappa 1}, \text{ Вт}$	З сумарним дисбалансом 0,090 кгм, $N_{\kappa 2}, \text{ Вт}$			
1	2	3	4	5	6	7
1	0,00089877	13224,25	13207,29	16,96561	–	–
1,4	0,00484305	23156,13	12510,2	10645,93	–	–
1,8	0,01705883	30120,05	13302,91	16817,14	–	–
2,2	0,04667545	23045,04	18178,98	4866,06	–	–
2,6	0,10802226	16801,81	16706,32	95,48702	–	–
3	0,22192707	29761,87	29392,63	369,2436	–	–
3,4	0,41710535	34439,7	33964,6	475,0984	–	–
3,8	0,73166137	25043,85	24921,07	122,7827	–	–
4,2	1,2147253	25542,92	25238,94	303,9845	–	–
4,6	1,9282535	26001,79	25967,32	34,46363	–	–
5	2,94902319	24759,94	24512,33	247,6089	–	–
5,4	4,37085802	31027,29	30969,46	57,8259	–	–
5,8	6,30712678	33535,68	33508,48	27,19308	–	–
6,2	8,89356526	31498,67	30194,38	1304,287	–	–
6,6	12,2914803	46439,34	46431,06	8,287811	–	–

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7
7	16,6914064	48188,92	47990,38	198,5401	–	–
8,2	38,3396515	47187,45	46970,53	216,9127	–	–
9	63,0223969	50878,36	50777,43	100,9321	–	–
9,4	79,6923404	30991,89	30918,04	73,85511	–	–
10	111,654541	38073,31	38036,15	37,15907	74,49547	66,71961
10,4	138,583408	42197,77	41976,36	221,4107	82,82727	37,40889
11	189,440625	42697,13	42486,94	210,1885	20,74788	9,871082
11,8	282,151601	48740,09	47106,07	1634,016	1351,865	82,73263
12	310,808113	43712,1	43583,97	128,1338	182,6743	58,77398
12,4	376,010809	42932,22	42591,59	340,624	35,3868	10,38881
12,6	412,99671	44280,87	43808,47	472,4035	59,40676	12,57543
13	496,980379	61313,6	60745,7	567,8947	70,91433	12,48723
13,2	544,540649	60037,65	59478	559,6581	15,11748	2,701198
13,4	596,229693	68482,09	67693,47	788,6256	192,3959	24,39635
14	779,70349	63596,19	62958,07	638,1231	141,5804	22,187
14,2	851,712962	84322,21	83498,34	823,8608	27,8522	3,380693
14,8	1107,26319	60007,71	58333,45	1674,26	566,9968	33,86552
15	1207,61444	61741,55	59403,94	2337,603	1129,988	48,33962
15,2	1316,69951	73680,49	72754,18	926,3079	390,3916	42,14491
15,4	1435,31589	100354,8	98491,76	1863,078	427,7619	22,95996
15,6	1564,34537	96964,23	95719,15	1245,076	319,2694	25,64257
16	1857,65898	69099,67	67377,66	1722,007	135,6523	7,877571
16,6	2403,96822	98216,51	94730,41	3486,099	1082,131	31,04131

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7
16,8	2620,3158	77126,4	74951,71	2174,689	445,627	20,49153
17	2856,77192	58398,78	56010,39	2388,395	468,377	19,61054
17,2	3115,46942	59183,36	55293,88	3889,482	774,0124	19,90014
17,4	3398,81831	54933,94	51411,9	3522,04	123,2212	3,498576
17,6	3709,55018	65589,21	62138,4	3450,816	258,734	7,497763
17,8	4050,77137	34866,16	29800,91	5065,243	1014,471	20,02809
18	4426,02657	40856,77	36903,74	3953,033	472,9933	11,96532
18,2	4839,37558	53295,97	46616,03	6679,937	1840,562	27,55358
18,4	5295,48634	87565,69	82284,3	5281,386	14,09992	0,266974
18,6	5799,74821	102724,8	98601,61	4123,233	1676,515	40,66021
19,2	7669,30881	101532	92121,23	9410,753	1741,444	18,50484
19,4	8440,10627	125221,2	113609,5	11611,67	3171,56	27,31356
19,6	9303,03049	124943,9	114356,9	10587,06	1284,029	12,12829
19,8	10272,2357	76716,32	66222,32	10494	221,7636	2,113242
20	11364,6939	122358,8	107645	14713,84	3349,146	22,76188
20,6	15610,0053	118160,6	100502,7	17657,95	2047,944	11,59786
20,8	17451,4183	115703,8	99592,39	16111,46	1339,963	8,316836
21	19577,4522	86500,36	68441,56	18058,79	1518,66	8,409532
Середнє значення абсолютної $\Delta_{\text{сер}}$ , Вт та відносної похибки $\delta_{\text{сер}}$ , % у діапазоні швидкості руху автомобіля від 10 до 21 м/с					749,69	24,1966



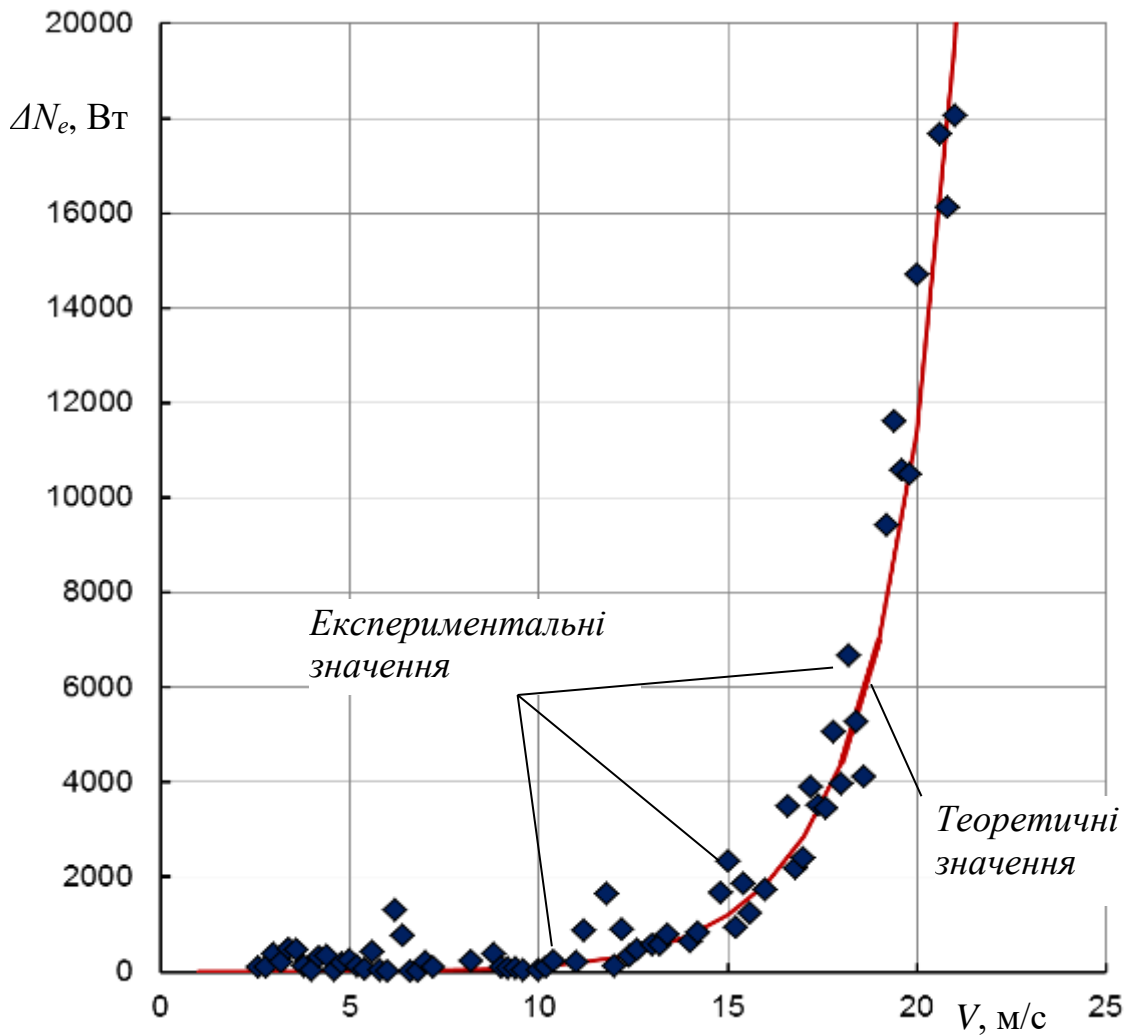


Рисунок 4.15 – Теоретичні та експериментальні значення додаткової потужності двигуна, що витрачається при наявності дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320

Середня відносна похибка визначення додаткової потужності двигуна, що витрачається при наявності дисбалансу направляючих коліс автомобіля Урал-4320

$$\delta_{\text{сер}} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_i}{n}, \quad (4.10)$$

За даними, наведеними у таблиці 4.3 та формулами (4.9), (4.10), середнє значення абсолютної  $\Delta_{\text{сер}}$  та відносної  $\delta_{\text{сер}}$  похибок у діапазоні швидкості руху автомобіля Урал-4320 від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %.

У діапазоні швидкості руху автомобіля Урал 4320 від 0 до 10 м/с визначати абсолютну та відносні похибки недоцільно через недостатню точність експериментальних даних у цьому діапазоні швидкостей руху.

4.2.2 Обробка результатів експериментальних досліджень легкового автомобіля Opel Vectra 1.6і. За результатами експериментальних досліджень побудовані графіки зміни поздовжніх лінійних прискорення та швидкості при розгоні та вибігу автомобіля Opel Vectra 1.6і при відсутності та наявності додаткової маси, що встановлювалася на передньому лівому колесі автомобіля (рис. 4.16–4.19).

Обробка даних, наведених на рис. 4.16–4.18 дозволила побудувати графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6і при русі з різною швидкістю на різних передачах, які представлені на рисунках 4.20–4.22.

Отримано рівняння регресії за результатами апроксимації графіків потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін, при русі на різних передачах (рис. 4.23, 4.24). Коефіцієнти рівнянь регресії форми  $N=aV+b$  залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6і при наявності та відсутності дисбалансу наведені у табл. 4.4. У табл. 4.5 наведені коефіцієнти рівнянь регресії форми  $N=aV^2+bV$  тієї ж залежності.

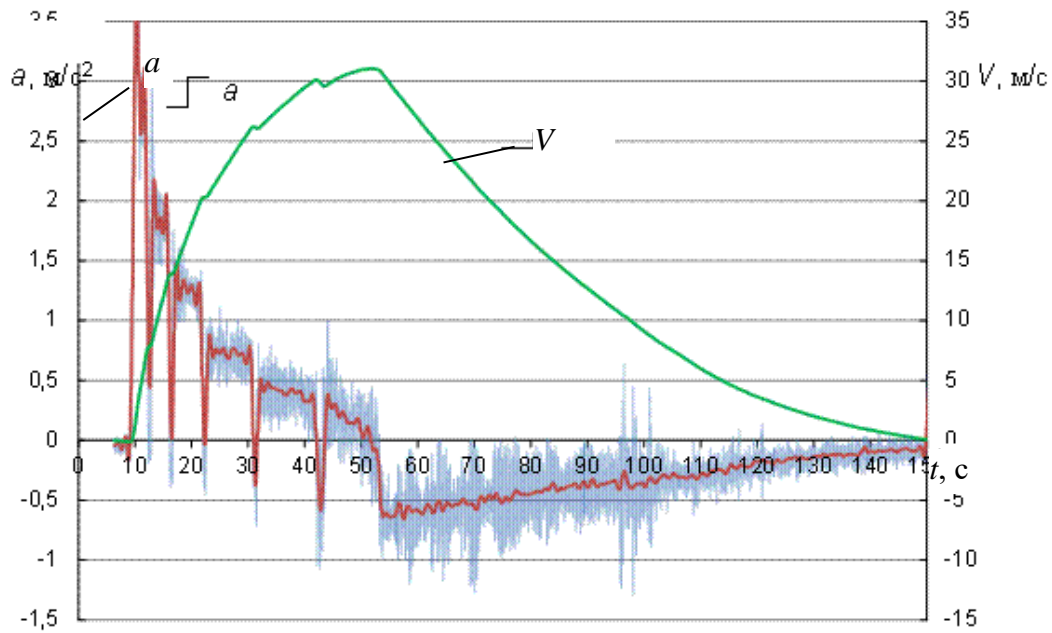


Рисунок 4.16 – Графік зміни поздовжніх лінійних прискорення та швидкості при розгоні та вибігу автомобіля Opel Vectra 1.6і без встановлених додаткових мас на колесі

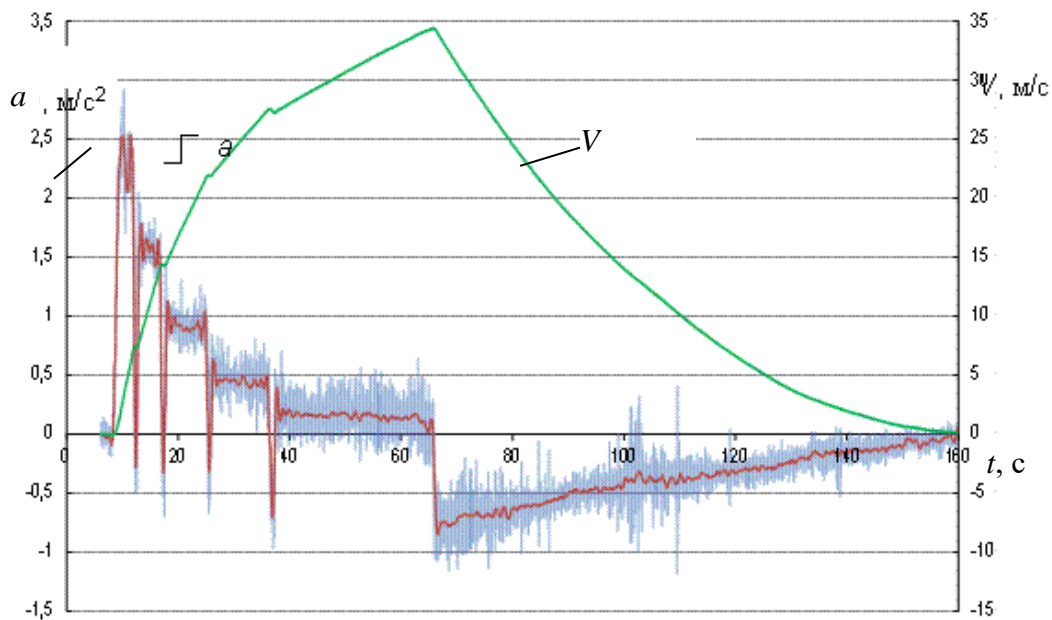


Рисунок 4.17 – Графік зміни поздовжніх лінійних прискорення та швидкості при розгоні та вибігу автомобіля Opel Vectra 1.6і зі встановленою додатковою масою у 60 г на лівому передньому колесі (відстань від осі колеса до маси 150 мм)

Таблиця 4.4 – Коефіцієнти рівнянь регресії форми  $N = aV + b$  залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6і

Передача, на якій здійснюється розгін	Додаткова маса на лівому передньому колесі	$a$	$b$	Величина достовірності апроксимації $R^2$
1-а передача	0 г	5400,8	0	0,9871
	60 г	4256	0	0,9914
2-га передача	0 г	3025,7	5020,4	0,7475
	60 г	2623,2	2830,5	0,8965
3-я передача	0 г	1633,9	11892	0,626
	60 г	1383,5	5581,4	0,693
4-а передача	0 г	804,9	12701	0,3766
	60 г	340,6	12063	0,1
5-а передача	0 г	-933,9	47361	0,3851
	60 г	-87,566	11474	0,0264

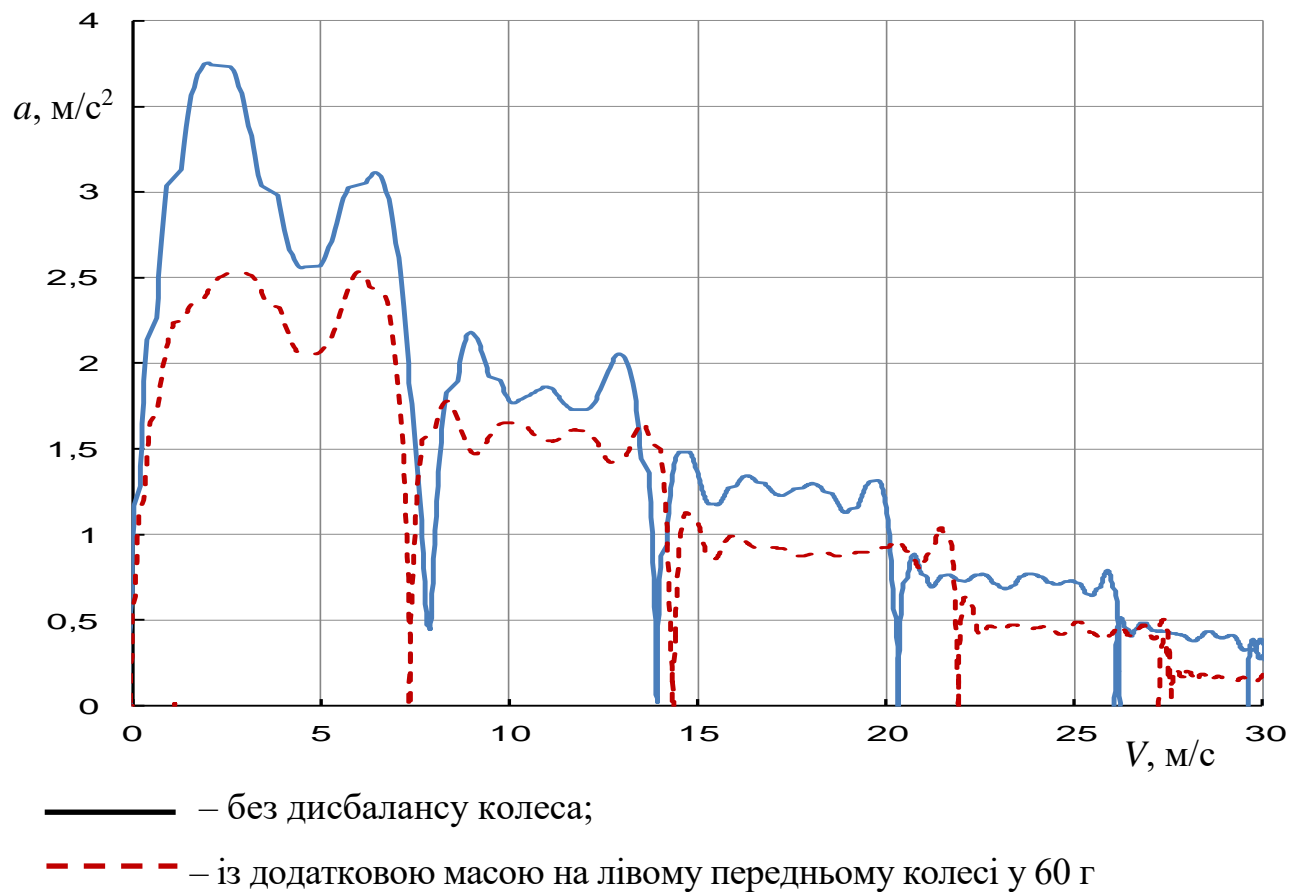
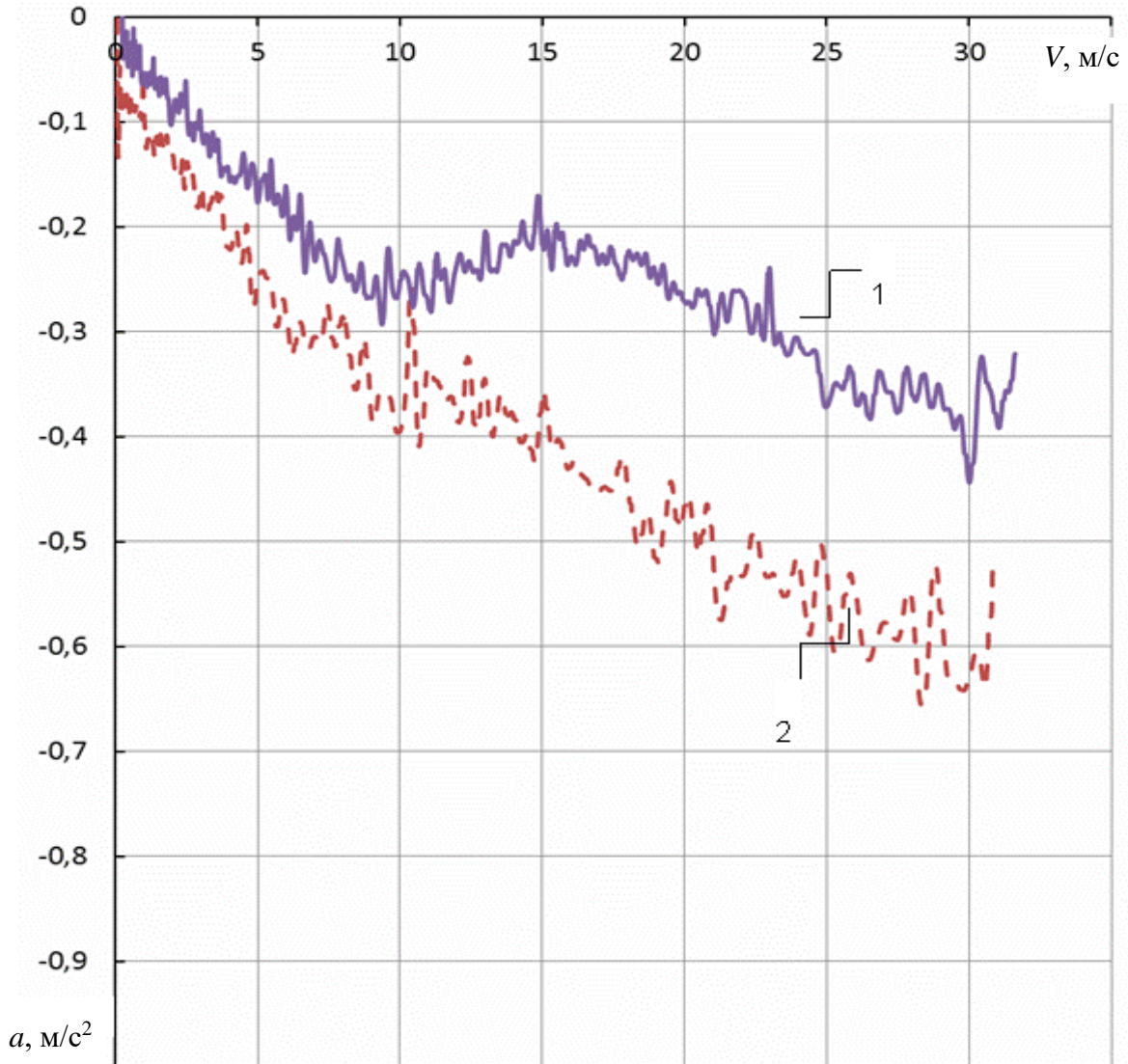


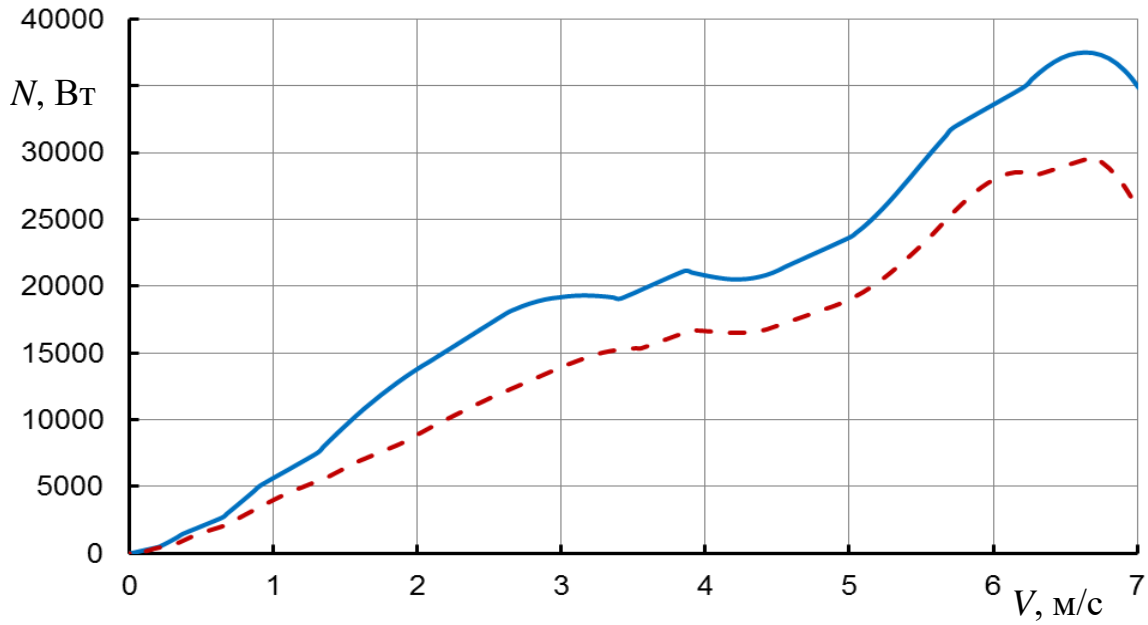
Рисунок 4.18 – Графіки залежності поздовжніх лінійних прискорень від швидкості при розгоні автомобіля Opel Vectra 1.6і



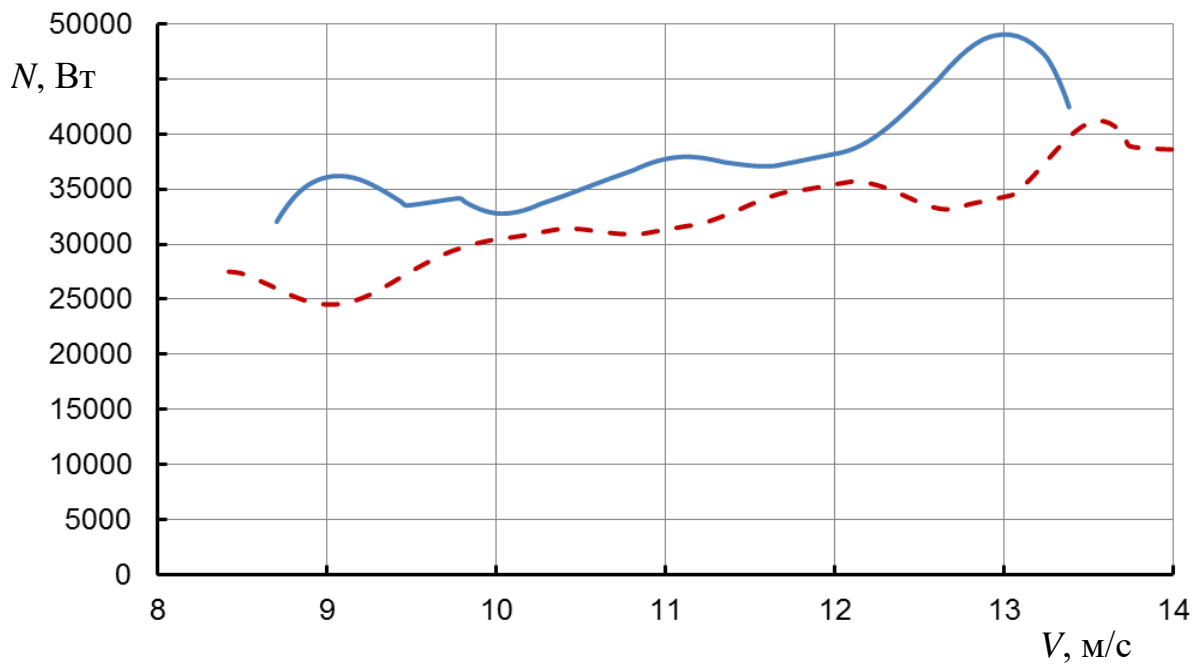
— — без дисбалансу колеса;

- - - із додатковою масою на лівому передньому колесі у 60 г

Рисунок 4.19 – Графіки залежності поздовжніх лінійних прискорень від швидкості при вибігу автомобіля Opel Vectra 1.6i



а



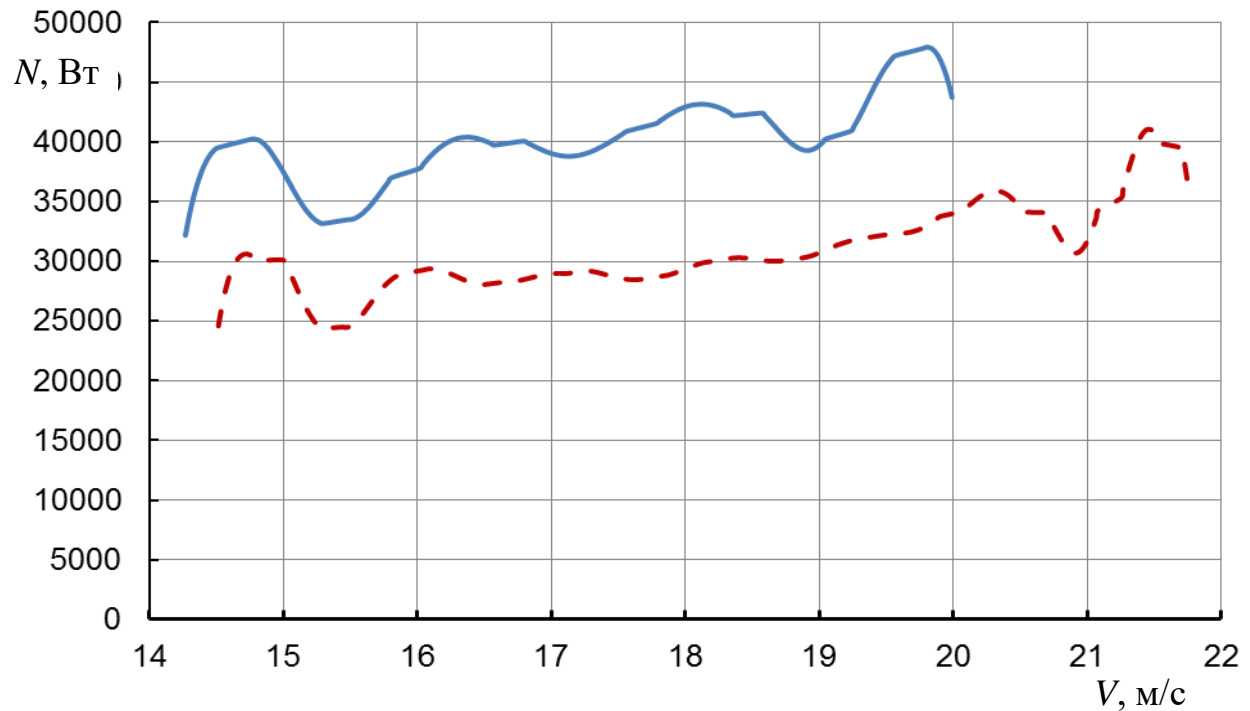
б

а – на 1-й передачі; б – на 2-й передачі;

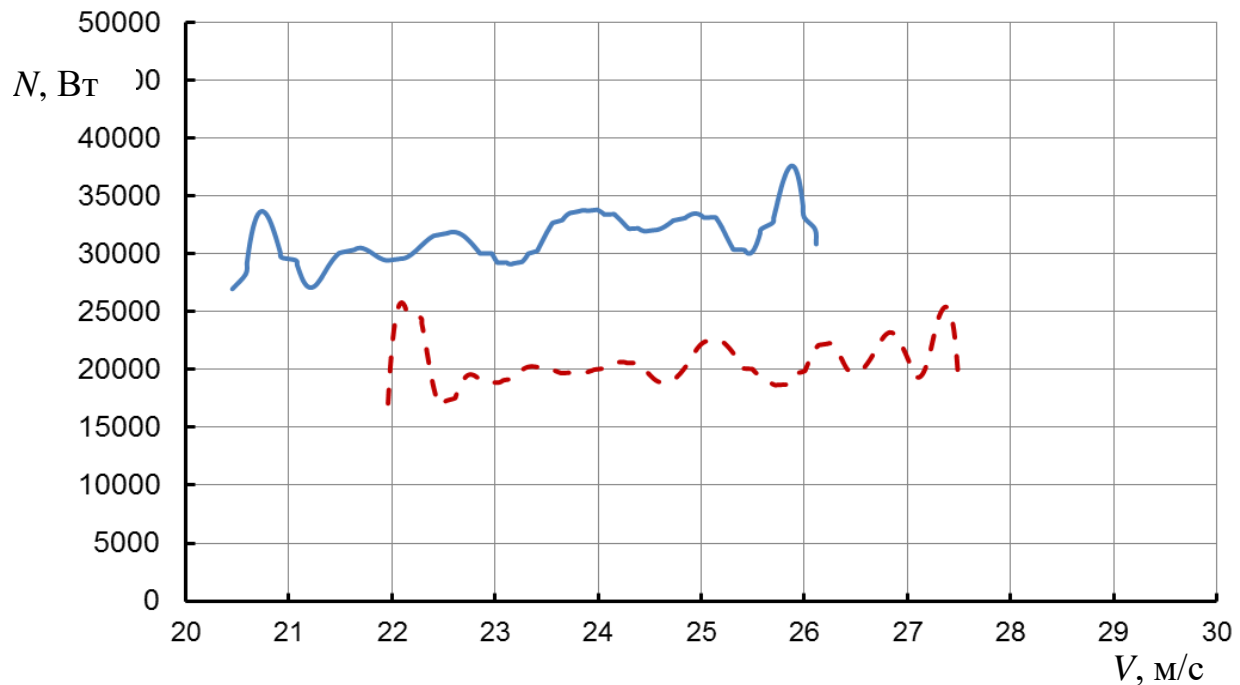
— — без дисбалансу колеса;

- - - - - із додатковою масою на лівому передньому колесі у 60 г

Рисунок 4.20 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6і при русі



а



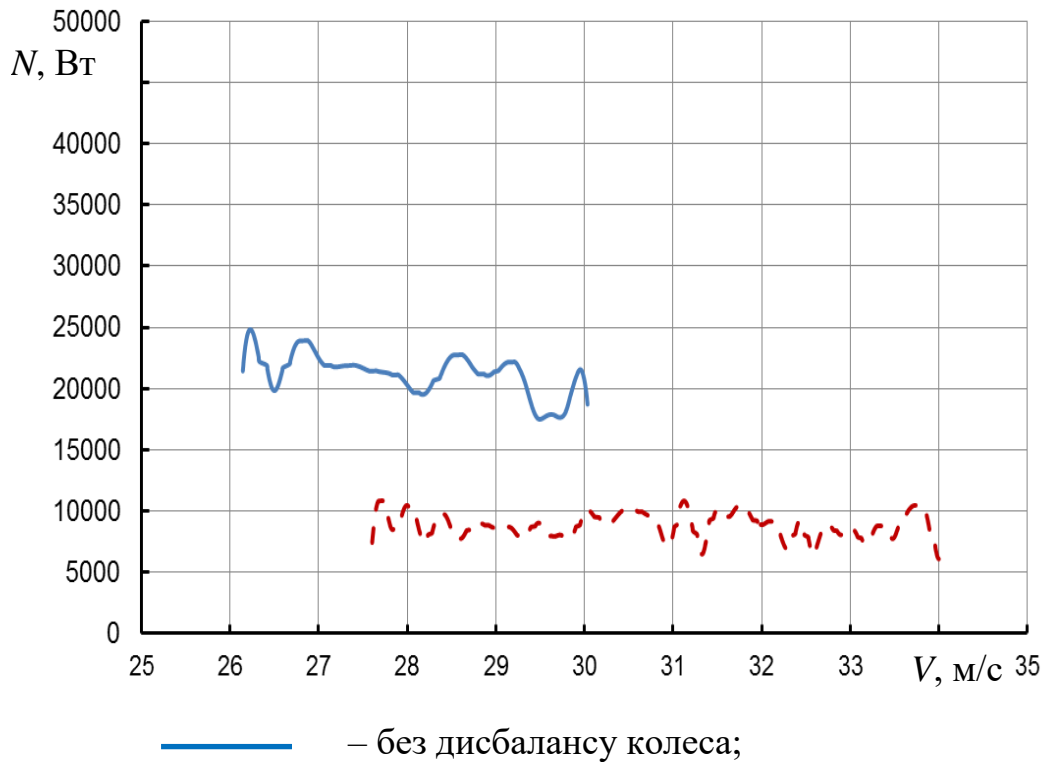
б

а – на 3-й передачі; б – на 4-й передачі;

————— – без дисбалансу колеса;

- - - - - – із додатковою масою на лівому передньому колесі у 60 г

Рисунок 4.21 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6і



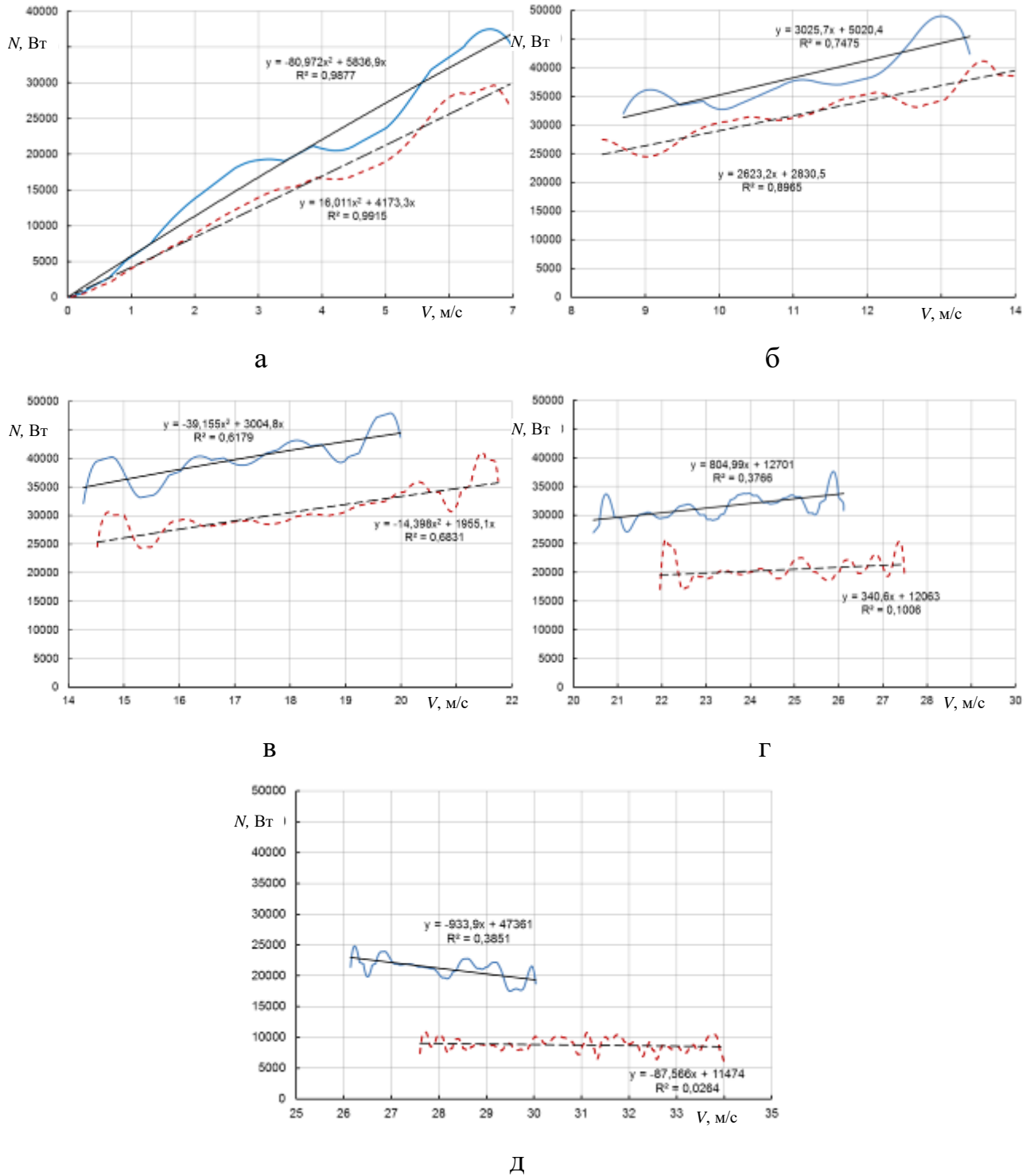
— — — — — із додатковою масою на лівому передньому колесі у 60 г

Рисунок 4.22 – Графіки залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6i при русі на 5-й передачі

Таблиця 4.5 – Коефіцієнти рівнянь регресії форми  $N=aV^2+bV$  залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel Vectra 1.6i

Передача, на якій здійснюється розгін	Додаткова маса на лівому передньому колесі	$a$	$b$	Величина достовірності апроксимації $R^2$
1-а передача	0 г	-80,97	5836	0,9877
	60 г	16,011	4173	0,9915
2-га передача	0 г	-27,927	3791	0,7385
	60 г	-22,23	3130	0,8958
3-я передача	0 г	-39,155	3004	0,6179
	60 г	-14,39	1955	0,6831
4-а передача	0 г	-22,87	1885	0,3685
	60 г	-18,9	1297	0,0839
5-а передача	0 г	-60,062	2442	0,3918
	60 г	-12,128	659,8	0,0292

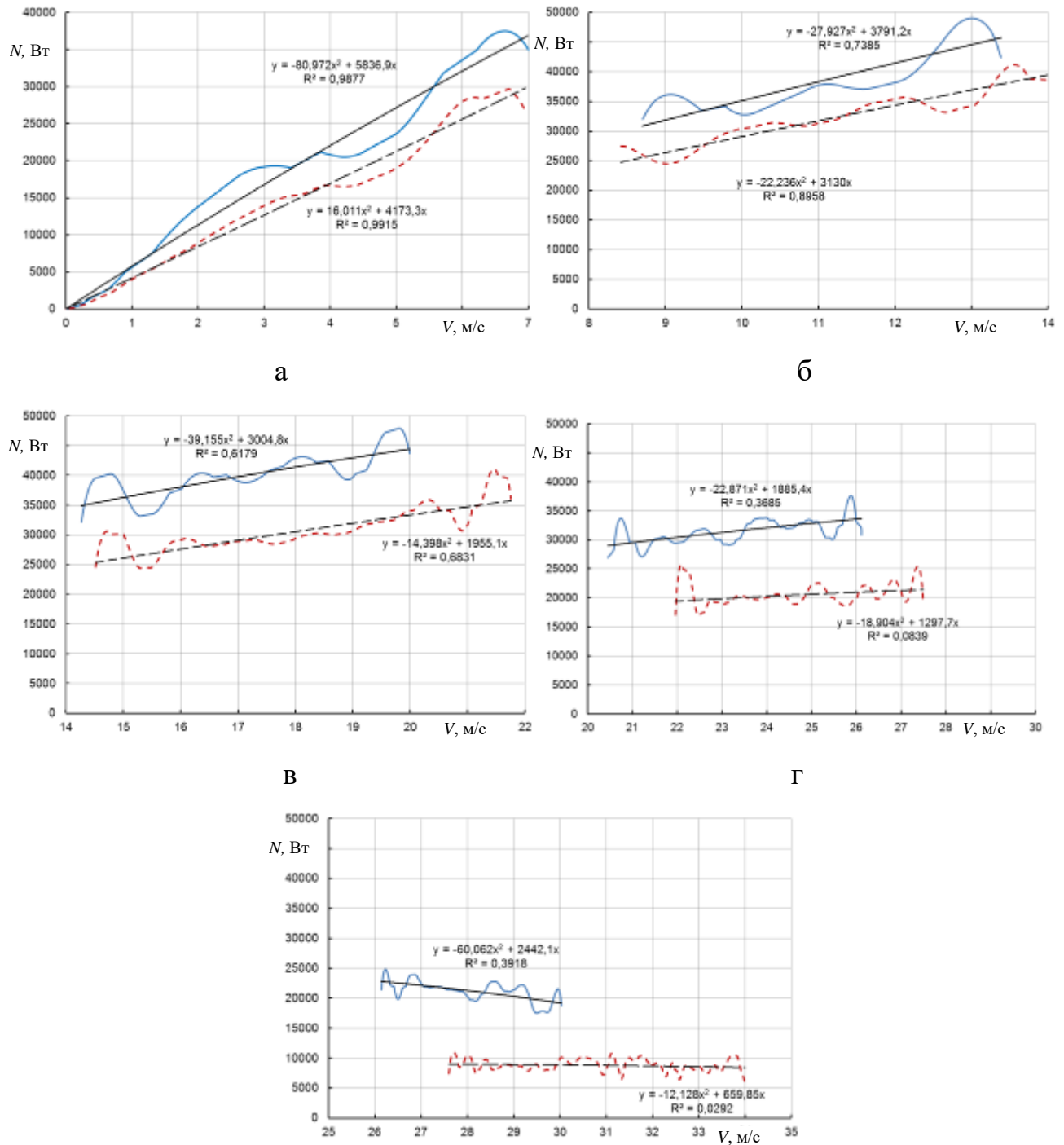




а – д – відповідно при русі на 1-й – 5-й передачах

Рисунок 4.23 – Результати апроксимації залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel

Vectra 1.6і рівнянням форми  $N = aV + b$



а – д – відповідно при русі на 1-й – 5-й передачах

Рисунок 4.24 – Результати апроксимації залежності потужності на ведучих колесах, що витрачається на розгін від лінійної швидкості автомобіля Opel

Vectra 1.6i рівнянням форми  $N = aV^2 + bV$

### 4.3 Висновки за розділом 4

1. Проведені експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності при розгоні та вибігу автомобілів підтвердили отримані теоретичні результати.

2. За результатами перевірки адекватності розробленої математичної моделі визначення впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності двигуна автомобіля на прикладі Урала 4320 середнє значення абсолютної  $\Delta_{\text{сер}}$  та відносної  $\delta_{\text{сер}}$  похибок у діапазоні швидкості його руху від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %.

3. У діапазоні швидкості руху автомобіля Урал 4320 від 0 до 10 м/с визначати абсолютну та відносні похибки недоцільно через недостатню точність експериментальних даних у цьому діапазоні швидкостей руху.

4. Експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля Opel Vectra 1.6і на додаткові втрати енергії при його розгоні підтверджують теоретичні викладки щодо інтенсивного збільшення додаткових втрат енергії, обумовлених дисбалансом ведучих коліс автомобіля, зі збільшенням швидкості його руху.

Результати дослідження опубліковано в [5], [6],

## РОЗДІЛ 5

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ  
ОБОВ'ЯЗКОВОГО БАЛАНСУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧИХ КОЛІС  
ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Дисбаланс направляючих коліч при наявності їхнього окружного люфту призводить до додаткових затрат енергії двигуна. Проблема поглиблюється тим, що більшість вантажних автомобілів в нашій країні експлуатуються з незбалансованими колесами.

Додаткові витрати енергії при наявності дисбалансу направляючих коліс визначаються виразом (3.40), що отримано в дисертації

$$\Delta W_{eS} = \frac{m_a V_a^2}{2\eta_{mp}} S \left\{ \begin{array}{l} \frac{S_0^2}{L^2} \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{kr_k^2}{V_a^2} - 1 \right)^2} \left[ f(h - r_\partial) + \frac{b^2 + i_z^2 + fb(h - r_\partial)}{0,5\pi r_k} \right] - \\ - \frac{8}{\pi r_k} \ln \left| \cos \left[ S_0 \frac{a_{uu} \cos \Delta}{I_{kz} \left( \frac{kr_k^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \end{array} \right\}. \quad (5.1)$$

де  $m_a$  – маса автомобіля;

$V_a$  – лінійна швидкість автомобіля;

$S$  – шлях пройдений автомобілем;

$S_0$  – дисбаланс колеса;

$L$  – подовжня колісна база автомобіля;

$I_{kz}$  – момент інерції направляючого колеса, приведений до осі шкворня;

$a_{ш}$  – відстань від вертикальної вісі симетрії колеса до вісі шворня (плече обкату);

$r_k$  – кінематичний радіус колеса;

$f$  – коефіцієнт опору коченню коліс;

$h$  – висота центру мас автомобіля;

$r_0$  – динамічний радіус ведучих коліс;

$b$  – відстань від задньої вісі автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину;

$i_z$  – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної вісі.

Проведемо оцінку додаткових витрат енергії двигуна і витрат дизельного палива на прикладі вантажного автомобіля Урал-4320, що ремонтується на Харківському заводі спеціальних машин. При обов'язковому балансуванні направляючих коліс цієї машини очікуваний економічний ефект буде складатися за рахунок зниження витрат на паливо.

В таблиці 5.1 наведено вхідні розрахункові значення параметрів автомобіля Урал-4320.

Таблиця 5.1 – Вхідні розрахункові значення параметрів автомобіля Урал-4320

Параметри	$h, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$I_z, \text{ м}^2$	$r_{д=к}$	$a_{ш}, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$\eta_{пр}$	$I_{kz}, \text{ кгм}^2$	$C_{кут}, \text{ Нм/рад}$	$k_1, \text{ с}^{-1}$	$\Delta, \text{ град}$	$m_a, \text{ кг}$	$V_{amax}, \text{ м/с}$	$f$
Значення параметру	1,27	1,81	1,587	0,555	0,155	4,225	0,9	3,964	8045	45,05	0	8100	25	0,015

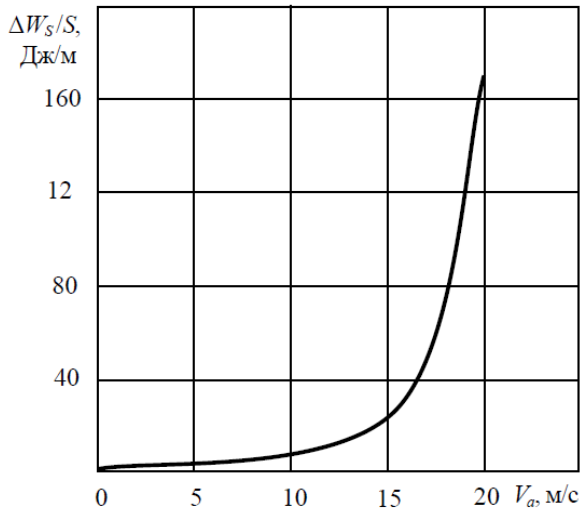


Рисунок 5.1 – Залежність  $\frac{\Delta W_{eS}}{S}(V_a)$   
для автомобіля Урал-4320  
за дисбалансу направляючих коліс  
 $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

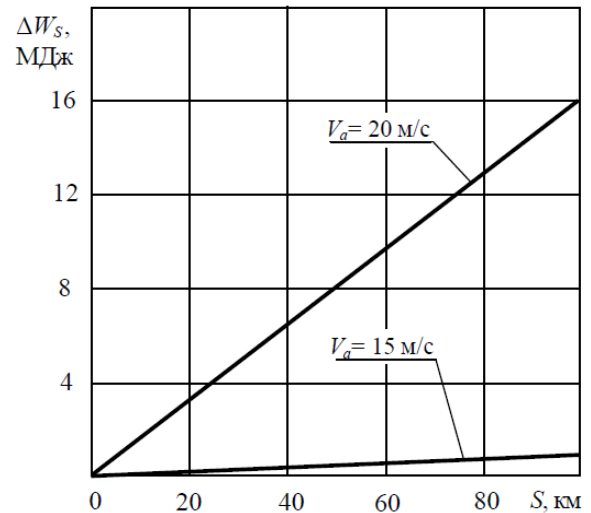


Рисунок 5.2 – Залежність додаткових  
затрат енергії двигуна від пробігу  
автомобіля Урал-4320 на різних  
швидкостях при  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

Додаткові витрати енергії двигуна автомобіля Урал-4320 при швидкості  $V_a=20$  м/с (72 км/год) при загальному дисбалансі направляючих коліс  $S_{0\Sigma}=0,090$  кгм становить  $\Delta W_{eS}=16$  МДж/100 км (рис. 5.2). Додаткові витрати енергії палива

$$\Delta W_{eG} = \frac{\Delta W_{eS}}{\eta_i \eta_m}, \quad (5.2)$$

де  $\eta_i$  – індикаторний ККД дизельного двигуна,  $\eta_i=0,38-0,50$ ;

$\eta_m$  – механічний ККД дизельного двигуна,  $\eta_m=0,70-0,82$ .

Приймаємо до розрахунку середні значення

$$\eta_i=0,44; \eta_m=0,76.$$

Таким чином

$$\Delta W_{eG} = \frac{16}{0,44 \cdot 0,76} = 47,847 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Додаткова масова витрата палива

$$\Delta G_{II} = \frac{\Delta W_{eG}}{Q_B^P}, \quad (5.3)$$

де  $Q_B^P$  – вища теплотворна здатність палива; для дизельного палива  $Q_B^P = 44,8$   
 $\frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$

Отримуємо

$$\Delta G_{II} = \frac{47,847}{44,8} = 1,068 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}.$$

Додаткова об'ємна витрата палива

$$\Delta V_{II} = \frac{\Delta G_{II}}{\gamma_{II}}, \quad (5.4)$$

де  $\gamma_{II}$  – щільність палива;  $\gamma_{II} = 840 \text{ кг/м}^3$  – літнє паливо і  $\gamma_{II} = 860 \text{ кг/м}^3$  – зимове паливо.

Таким чином

$$\Delta V_{II} = \frac{1,068}{840} = 1,271 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{100\text{км}} = 1,271 \frac{\text{Л}}{100\text{км}} - \text{літнє паливо};$$

$$\Delta V_{II} = \frac{1,068}{860} = 1,241 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{100\text{км}} = 1,242 \frac{\text{Л}}{100\text{км}} - \text{зимове паливо}.$$

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320:

$$E = E_{\text{лп}} + E_{\text{зп}} = \\ = (E_{100\text{км.лп}} \cdot L_{\text{сер.лп}} \div 100 \cdot N_{\text{сер.лп}}) \cdot C_{1\text{сер.л}} + (E_{100\text{км.зп}} \cdot L_{\text{сер.зп}} \div 100 \cdot N_{\text{сер.зп}}) \cdot C_{1\text{сер.л}}$$

де  $E_{\text{лп}}$  – економічний ефект від обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в літній період, грн.;

$E_{\text{зп}}$  – економічний ефект від обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в зимній період, грн.;

$E_{100\text{км.лп}}$  – економія палива внаслідок обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в літній період, л/100 км (1,271 л);

$L_{\text{сер.лп}}$  – очікуваний середній пробіг між двома послідовними процедурами балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в літній період, км (прийmemo 10000 км);

$N_{\text{сер.лп}}$  – очікувана середня кількість процедур балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в літній період (прийmemo 3);



$E_{100\text{км.лп}}$  – економія палива внаслідок обов'язкового балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в зимній період, л/100 км (1,242 л);

$L_{\text{сер.лп}}$  – очікуваний середній пробіг між двома послідовними процедурами балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в зимній період, км (прийmemo 15000 км);

$N_{\text{сер.лп}}$  – очікувана середня кількість процедур балансування направляючих коліс вантажного автомобіля Урал-4320 в зимній період (прийmemo 2);

$C_{1\text{сер.л}}$  – середньорічна вартість 1 л палива, грн. (прийmemo 28,24 грн.).

Тоді, очікуваний річний економічний ефект складе:

$$E = (1,271 \cdot 10000 \cdot 100 \cdot 3) \cdot 28,24 + (1,242 \cdot 15000 \cdot 100 \cdot 2) \cdot 28,24 = \\ = 10767,91 + 10522,22 = 21290,13 \text{ грн.}$$

Результати дослідження розділу 5 опубліковано в [1], [4], [5].

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз літературних джерел показав, що маневреність є однією із найбільш важливих динамічних властивостей автомобіля, що містить в собі не тільки маневреність при повороті, а також при гальмуванні, розгоні, русі «крабом» і в інших випадках. Це вимагає необхідності оцінки затрат енергії при маневруванні автомобіля, в тому числі оцінку не виробничих затрат потужності двигуна, що впливають на зниження показників маневреності.

2. Запропонований науково-методичний підхід дозволяє проводити кваліметричну оцінку властивостей маневреності автомобілів і їхнього технічного стану за енергетичним показником. Рівень кінетичної енергії поступального руху може бути використаний в якості одиниці вимірювання основних і додаткових затрат енергії на рух автомобіля.

3. Запропонований коефіцієнт зв'язку між затратами потужності двигуна на подолання сил зовнішнього опору руху і кінетичної енергії поступального руху дозволяє визначити раціональну швидкість автомобіля, при якій цей коефіцієнт має мінімальне значення. Максимальне значення коефіцієнту, що розглядається, може нормуватись при діагностуванні автомобіля за енергетичним показником.

4. Запропонований показник рівня енергетичного навантаження, що являє собою відношення максимальної ефективної потужності двигуна до максимальної кінетичної енергії поступального руху машини, дозволяє на стадії проектування контролювати вибір максимальної ефективної потужності двигуна у відповідності до повної маси і максимальної швидкості автомобіля.

5. Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінити додаткові витрати потужності і енергії двигуна, обумовлені дисбалансом коліс автомобіля, що викликає їх коливання в горизонтальній і вертикальній площинах. Отримані на

прикладі автомобіля Урал-4320 результати показали, що найбільш небезпечними з точки зору збільшення додаткових затрат енергії і потужності двигуна є резонансний режим руху.

6. Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 в горизонтальній площині виникає за швидкості руху  $V_a = 25$  м/с (90 км/год), наявності дисбалансу і окружного люфту указаних коліс в межах  $\pm 1$  град. У резонансному режимі руху за допустимого сумарного дисбалансу  $S_{0\Sigma} = 0,190$  кг·м додаткові витрати енергії на одиницю пройденого шляху зростають до 160 Дж/м. За  $V_a = 20$  м/с (72 км/год) додаткові витрати потужності двигуна, що обумовлені дисбалансом направляючих коліс складають 10,5 % від потужності двигуна, що затрачується на подолання сил дорожнього опору.

7. Резонансний режим коливань направляючих коліс автомобіля Урал-4320 у вертикальній площині виникає за швидкості руху  $V_a = 9,112$  м/с (32,8 км/год). У випадку технічно справних амортизаторів додаткові витрати енергії і потужності двигуна складають  $\Delta W = 740$  кДж/(на 100 км шляху) і  $\Delta N_e = 84$  Вт за указанного режиму руху. При падінні величини  $2n$ , що характеризує демпфування в амортизаторах на ході стиснення від величини  $2n = 1,185$  с<sup>-1</sup> до значення  $2n = 0,2$  с<sup>-1</sup> відбувається різке зростання  $\Delta W$  до 4,387 МДж і  $\Delta N_e$  – до 500 Вт.

8. Проведені експериментальні дослідження дозволили перевірити адекватність розробленої математичної моделі визначення впливу дисбалансу направляючих коліс на додаткові витрати потужності двигуна автомобіля. Так, на прикладі автомобіля Урал 4320 середнє значення абсолютної  $\Delta_{\text{сер}}$  та відносної  $\delta_{\text{сер}}$  похибок у діапазоні швидкості його руху від 10 м/с до 21 м/с склали відповідно 749,69 Вт та 24,1966 %. Експериментальні дослідження впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля Opel Vectra 1.6і на додаткові втрати енергії при його розгоні підтверджують теоретичні викладки щодо

інтенсивного збільшення додаткових втрат енергії зі збільшенням швидкості його руху.

9. Метод оцінювання впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі, вплив дисбалансу на вертикальні коливання задніх ведучих коліс і додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі автомобіля, методика експериментального дослідження додаткових втрат енергії двигуна при погіршенні технічного стану автомобіля використовуються при проведенні дослідно-конструкторських робіт з модернізації автомобілів на ДП «Харківський завод спеціальних машин» при виконанні дослідно-конструкторських робіт, навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мазин А. С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя. Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України. 2015. Вип. 1 (25). С. 21–25.
2. Мазін О. С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. Наукові нотатки : Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»). 2017. Вип. 57 (січень-березень). С. 111–114.
3. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, Mazin A. etc. Eastern European Journal of Interprize technologies. 2017. 5(7(89)). pp. 58–64. (Scopus)
4. Мазин А. С., Подригало М. А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя. Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. 2015. Вип. 2 (26). С. 10–14.
5. Влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя / Подригало М. А., Гацько В. И., Мазин А. С. Вісник ХНАДУ : збірник наукових праць. 2016. Вип. 75. С. 158–164.
6. Подригало М., Бобошко А., Кашканов А., Гацько В., Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля. Вісник машинобудування та транспорту, 2017. № 2. С. 116-123.
7. Коробко А., Подригало М., Мазін О. Оцінка витрат потужності та енергії двигуна під час руху машини «крабом». Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для

- сільськогосподарського виробництва України. Збірник наукових праць. 2018. № 23 (37). С. 231–236.
8. Подригало М. А., Мазин А. С. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя. Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доповідей XI-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р. Харків : ХУПС імені Івана Кожедуба, 2015. С. 260.
  9. Мазин А. С. Оценка затрат энергии на поворот автомобиля. Новітні технології – для захисту повітряного простору : тези доповідей XIII-ї наукової конференції Харківського національного університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2017 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2017. С. 346.
  10. Коробко А. І., Мазин О. С. Діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-складених машин. Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті : Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 15-16 жовтня 2015 р. Харків : ХНАДУ, 2015. С. 154–155.
  11. Подригало М. А., Гацько В. І., Мазин О. С. Додаткові витрати енергії двигуна при коливаннях не підресорених мас автомобіля. Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах : Збірник тез доповідей 16-ї науково-технічної конференції, 08-09 вересня 2016 р. Чернігів : ДНВЦ ЗС України, 2016. С. 198.
  12. Мазин О. Оцінювання додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : матеріали симпозіуму, 28 жовтня 2017 р. Львів : КУНПАТРУ ЛТД, 2017. С. 108–109.

13. Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / Мазин А. С. и др. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : матеріали Х-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 13-25 жовтня 2017 р. Вінниця : ВНТУ, 2017. С. 48–51.
14. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С., Соколовський С. А. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 100077 UA : МПК В60 Т 1/00 (2015.01). № u 2014 14120 ; заявл. 29.12.14; опубл. 10.07.15, Бюл. № 13.
15. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля : пат. 100699 UA : МПК В60 Т 13/26 (2006.01). № u 2015 00330 ; заявл. 16.01.15; опубл. 10.08.15, Бюл. № 5.
16. Подригало М. А., Лебедев А. Т., Лебедев С. А., Коробко А. І., Шеїн В. С., Радченко Ю. А., Мазін О. С. Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-зчленованих машин : пат. 105176 UA : МПК G01 М 17/00, G01 М 17/06, G01 Р 15/00 (2016.01). № u 2015 07889 ; заявл. 07.08.15; опубл. 10.03.16, Бюл. № 15.
17. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.–Л. : Машгиз, 1940. 396 с.
18. Чудаков Е. А. Теория автомобиля. М.–Л. : Машгиз, 1956. 343 с.
19. Федюкин В. К. Основы квалиметрии. Управление качеством продукции. М. : Филинь, 2004. 296 с.
20. Закин Я. Х. маневренность автомобиля и автопоезда. М. : Транспорт, 1986. 136 с.
21. Энциклопедический словарь. Том 2 / под ред. Б. А. Введенского. М. : Изд-во БСЭ, 1954. 720 с.
22. Подригало М. А., Клец Д. М. Маневренность и управляемость колесных машин. Определение понятий и критерии оценки. Ученые записки

- Крымского инженерно-педагогического университета. 2012. Вып. 35. С. 15-21.
23. Подригало М. А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий. Автомобильная промышленность. 2008. Вып. 11. С. 22-23.
24. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М. : Машиностроение, 1971. 416 с.
25. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
26. Аксенов П. В. Многоосные автомобили. М. : Машиностроение, 1989. 280 с.
27. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Н. Е. Атаманов и др. Под ред. В. В. Гуськова. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
28. Испытания автомобилей / В. В. Цимбалин, В. Н. Кравец, С. М. Кудрявцев и др. М. : Машиностроение, 1978. 199 с.
29. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М. : Гос. научн. техн. изд-во машиностроительной литературы, 1963. 239 с.
30. Яковлев Н. Я., Диваков Н. В. Теория автомобиля. М. : Высшая школа, 1962. 300 с.
31. Подригало М. А., Клец Д. М., Гацько В. И. Управляемость колесных машин при установившемся движении. Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. 2011. Вып. 29. С. 117–125.
32. Бобошко А. А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин. Харьков : ХНАДУ, 2006. 172 с.
33. Динамика автомобиля / Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко А. А. [и др.]. – Харьков : ХНАДУ, 2008. 424 с.
34. Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І. Маневреність та керуваність автомобільних колон Внутрішніх військ МВС України. Визначення понять та критерії оцінювання. Збірник наукових праць Академії Внутрішніх військ МВС України. 2012. Вип. 2 (20). С. 74–76.



35. Метод парциальных ускорений и его приложения к динамике мобильных машин. Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Подригало М. А. Под ред. М. А. Подригало. Харьков : Міськдрук, 2012. 220 с.
36. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля. Пер. с англ. М. : Машиностроение, 1975. 216 с.
37. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
38. Мартынюк А. А., Глобас Л. Г., Никитина Н. В. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. К. : Техніка, 1981. 223 с.
39. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко; под редакцией М. А. Подригало. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. 403 с.
40. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. А. Карпенко и др. Харьков : ХНАДУ, 2003. 614 с.
41. Устойчивость колесных машин при заносе и способы ее повышения / Под ред. М. А. Подригало. Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2006. 335 с.
42. Черейский Е. Е. Исследование управляемости и устойчивости автомобилей с помощью системы безразмерных коэффициентов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Е. Е. Черейский. М., 1975. 26 с.
43. Автомобили. Устойчивость. Монография / Вербицкий В. Г., Сахно В. П., Кравченко А. П. и др. Донецк – Киев – Луганск : Ноумидж, 2013. 176 с.
44. Крестьянколь О. А. Маневреність та стійкість руху автопоїзда із самовстановлювальною віссю напівпричепа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 «Автомобілі і трактори» / О. А. Крестьянколь. К., 1999. 18 с.

45. Вакуліч А. В. Вибір та обґрунтування конструктивних параметрів керуючого колісного модуля дволанкового автопоїзда за критеріями стійкості руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» / А. В. Вакуліч. К., 1997. 24 с.
46. Завьялова Л. И. Повышение устойчивости движения многоосного автомобиля за счет рационального выбора числа колесных осей и схемы рулевого управления автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : 05.22.20 «Автомобили и тракторы» / Л. И. Завьялова. К., 1997. 27 с.
47. Бобошко О. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / О. А. Бобошко. Х., 2002. 19 с.
48. Загороднов М. І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно зчленованих автобусів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / М. І. Загороднов. К., 2005. 20 с.
49. Стельмащук В. В. Поліпшення показників керованості та стійкості три ланкових автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / В. В. Стельмащук. К., 2005. 18 с.
50. Тімков О. М. Поліпшення показників маневреності та стійкості автопоїздів з наближеними осями причепа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / О. М. Тімков. К., 2005. 20 с.
51. Доброгорський М. В. Забезпечення стійкості легкового автомобіля при граничних режимах руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / М. В. Доброгорський. Х., 2006. 20 с.

52. Вороніна І. Ф. Показників маневреності три ланкових сідельно-причіпних автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / І. Ф. Вороніна. К., 2006. 20 с.
53. Артьомов М. П. Підвищення стійкості руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / М. П. Артьомов. Х., 2006. 20 с.
54. Кузнецов Р. М. Покращення показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / Р. М. Кузнецов. К., 2007. 20 с.
55. Мурований І. С. Поліпшення показників маневреності та стійкості триланкових причіпних автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 «Автомобілі і трактори» / І. С. Мурований. К., 2008. 20 с.
56. Павленко В. М. Поліпшення стійкості легкових автомобілів раціональним вибором в експлуатаційних умовах характеристик фрикційних пар : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / В. М. Павленко. Х., 2009. 20 с.
57. Клец Д. М. Вплив експлуатаційних факторів та технічного стану автомобіля на його стійкість проти заносу : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / Д. М. Клец. Х., 2009. 20 с.
58. Григоращенко О. В. Підвищення керованості та стійкості автомобілів категорій М1 : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / О. В. Григоращенко. К., 2009. 20 с.
59. Енглезі О. А. Вибір та обґрунтування системи управління причіпними ланками три ланкового сідельно-причіпного автопоїзда : автореф. дис. на

- здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / О. А. Енглезі. К., 2010. 20 с.
60. Абдулгазіз А. У. Вплив нестабільності характеристик шини на нерівномірність їхнього навантаження і стійкість руху автомобілів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / А. У. Абдулгазіз. Х., 2011. 20 с.
61. Банніков В. О. Покращення показників маневреності та стійкості руху мікроавтомобіля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / В. О. Банніков. К., 2011. 20 с.
62. Макаров В. А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості рху легкового автомобіля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / В. А. Макаров. К., 2011. 38 с.
63. Онищук В. П. Забезпечення стійкості автопоїзда для перевезення контейнерів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / В. П. Онищук. Львів, 2012. 20 с.
64. Ященко Д. М. Вибір та обґрунтування параметрів керуючого колісного модуля автомобілів категорії М1 : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори / Д. М. Ященко. К., 2013. 20 с.
65. Назарько О. О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів у тяговому режимі руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / О. О. Назарько. Харків, 2013. 20 с.
66. Артёмов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / М. П. Артёмов. Харків, 2014. 41 с.

67. Обеспечение управляемости и устойчивости мобильных машин при установившемся движении / Подригало М. А. и др. Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. 2014. Вып. 43. С. 21–25.
68. Подригало М. А., Клец Д. М. Влияние степеней подвижности на управляемость двухосных автомобилей. Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. 2012. Вып. 31. С. 29–34.
69. Артёмов М. П. Визначення кількості ступенів рухливості машино-тракторних агрегатів та їх вплив на керованість. Сільськогосподарські машини. Збірник наукових праць. 2013. Вип. 24. Т. 1. С. 9–18.
70. Поляков В. М., Сахно В. П. Триланкові автопоїзди. Маневреність. Монографія. Луганськ : Вид-во «Ноулідж», 2014. 206 с.
71. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевое управление автомобилей. М. : Машиностроение, 1987. 176 с.
72. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Н. Е. Атаманов и др. Под ред. В. В. Гуськова. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
73. Бобошко А. А. Кинематические параметры поворота автомобилей с несколькими управляемыми мостами. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. Науковий журнал. 2005. № 6 (88). С. 266–268.
74. Петрушов В. А. Особенности поворота колесных самоходов типа 4x4 с неповоротными колесами. М. : НАМИ, 1959. 56 с.
75. Фаробин Я. Е. Фрикционные передачи автомобилей и тракторов. М.: Машгиз, 1962. 163 с.
76. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970. 173 с.
77. Коденко М. Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов. Харьков : Вища школа, 1983. 127 с.

78. Подригало М. А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов : дис. д-ра. техн. наук : 05.05.03 – автомобили и тракторы / М. А. Подригало. Харьков, 1993. 397 с.
79. Подригало М. А., Клец Д.М. Энергетический аспект обеспечения маневренности автомобилей. Автомобильная промышленность. 2013. № 7. С. 10–13.
80. Подригало М. А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: Монография. Харьков : Академия ВВ МВС Украины, 2013. 222 с.
81. Оценка управляемости грузового автомобиля при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / Подригало М. А. и др. Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2012. Т. 2. С. 92–103.
82. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес на устойчивость и управляемость грузовых автомобилей / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. И. Гацько. Вісник Севастопольського НТУ: збірник наукових праць. (Серія «Машиноприладобудування та транспорт»). 2014. Вип. 152. С. 69–73.
83. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / Подригало М. А. и др. Вісті автомобільно-дорожнього інституту. Науково-виробничий збірник ДНТУ. 2008. № 2 (7). С. 5–13.
84. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1955. 238 с.
85. Балансировка управляемых колес / Носенков Н. Г. и др. Автомобильный транспорт. 1965. № 10. С. 41–42.

86. Работа автомобильной шины / Под ред. В. И. Кнороза. М. : Транспорт, 1976. 238 с.
87. Юрченко А. Н. Автомобильные шины. требования. Эксплуатация. Износ. Харьков : С.А.М, 2003. 115 с.
88. Николаев В. А., Яресько В. С. исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин. Труды МАДИ. 1972. Вып. 35. С. 15–20.
89. Влияние дисбаланса шин колес на работу автомобиля. Труды НАМИ. Вып. 146. М. : НАМИ, 1974. 392 с.
90. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
91. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель / А. А. Хачатуров и др. М. : Машиностроение, 1976. 535 с.
92. Говорущенко Н. Я. Основы теории эксплуатации автомобиля. К. : Вища школа, 1971. 232 с.
93. Тесля В. О. Підвищення безпеки використання автомобілів шляхом удосконалення методів оцінювання динамічних і енергетичних характеристик : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / В. О. Тесля. Харків, 2015. 21 с.
94. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / Под ред. У. А. Абдулгасиса. Симферополь : ДАПИ, 2010. 208 с.
95. Торяник С. А. Обґрунтування граничних відхилень геометричних параметрів несівної системи легкового автомобіля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / С. А. Торяник. Харків, 2013. 20 с.
96. Обеспечение эксплуатационной надежности автомобиля с учетом геометрических параметров его несущего кузова / Подригало М. А. и др. . Вісник Харківського національного технічного університету сільського

- господарства імені Петра Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. 2009. Вип. 80. С. 229–234.
97. Теоретическое исследование виброзащитных свойств подвески с динамическим гасителем колес при движении автомобиля по случайному профилю / И. М. Рябов и др. Известия Волгоградского технического университета. 2010. Вып. 3. Том 10. С. 76–80.
98. Теоретическое исследование виброзащитных свойств одноопорной колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем / К. В. Чернышов и др. Известия Волгоградского технического университета. 2012. Вып. 5. Том 2. С. 45–47.
99. Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов и др. Известия Волгоградского технического университета. 2010. Вып. 3. Том 10. С. 83–86.
100. Linear electromagnetic device for vibration damping and energy harvesting : Modeling and testing. Original Research article / SongveZhu, etc. Engineering Structures. 2012. Volume 34. PP. 198–212.
101. Braham Breyteubach, Pietes Schalk Els Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural fatigue life. Journal of Aeromechanics. 2011. Volume 48. Issue 6. PP. 397–408.
102. Crolla D. A., Abouel Now A. M. Power losses in active and passive suspensions of off-roar vehicles. Journal of Aeromechanics. Original research article. 1992. Volume 29. Issue 1. PP. 83–93.
103. Collette C., Preumont A. High frequency energy transfer in semi-active suspension. Journal of Sound and Vibration. Original research article. 2010. Volume 329. Issue 22, 25. PP. 4604–4616.



104. Mendi Soleymani, Sahas Hashemi Active suspension energy regeneration in hybrid electric vehicles. *JEEE Transactions on industrial electronics*. 2013. Volume 60. Issue 10. PP. 4546–4553.
105. Efficiency of a regenerative direct-drive electromagnetic active suspension / Braham Breytnbach act. *JEEE Trans. Veh. Technol.* 2011. Volume 60. No. 4. PP. 1384–1393.
106. Montazeri-Gh M., Sobymani M. Investigation of the energy regeneration of active suspension system in hybrid electric vehicles. *JEEE Trans. Ind. Electron.* 2010. Volume. 57. No. 3. PP. 918–925.
107. Tire Mass Imbalance, Rolling phase Difference, Non-uniformity Induced Force Difference, and Inflation Pressure Change Effects on Steering Wheel Vibration / Kim K., etc. *SAE Technical Paper*. 2005–01–2317. doi: 10,4271/2005-01-2317.
108. Liu C., Orzechowski I. Axle imbalance measurement and balancing strategies. *SAE Technical Paper*. 2007–01–2238. doi: 10,4271/2007-01-2238.
109. Карпенко В. А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля. *Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов*. 1998. Вып. 1. С. 64–67.
110. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров и др. Харьков : Изд-во ХГАДТУ, 2001. 642 с.
111. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся движении транспортно-тяговых машин / М. А. Подригало и др. *Вісник національного технічного університету «ХПІ» : збірник наукових праць*. Серія: автомобіле- та тракторобудування. 2015. № 9 (1118). С. 98–107.
112. Подригало М. А. Тяговый баланс или дисбаланс автомобиля? (в порядке обсуждения). *Автомобильная промышленность*. 2010. № 5. С. 23–26.
113. Файст В. Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук:

- 05.22.20 – експлуатація та ремонт засобів транспорту / В. Л. Файст. Харків, 2012. 20 с.
114. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів / Абрамов Д. В. та інш. Харків : Вид-во ХНАДУ, 2014. 204 с.
115. BOSCH. Автомобильный транспорт. Перевод с англ. Первое русское издание. М. : Изд-во «За рулем». 2000. 896 с.
116. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.

## ДОДАТОК А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО  
АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Мазин А. С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 1 (25). С. 21–25.
2. Мазин О. С. Оцінка додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Наукові нотатки : Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»)*. 2017. Вип. 57 (січень-березень). С. 111–114.
3. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, Mazin A. etc. *Eastern European Journal of Interprize technologies*. 2017. 5(7(89)). pp. 58–64. (Scopus)
4. Мазин А. С., Подригало М. А. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на затраты энергии двигателя. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. 2015. Вип. 2 (26). С. 10–14.
5. Влияние колебаний неподрессоренных масс автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя / Подригало М. А., Гацько В. И., Мазин А. С. *Вісник ХНАДУ : збірник наукових праць*. 2016. Вип. 75. С. 158–164.
6. Подригало М., Бобошко А., Кашканов А., Гацько В., Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля. *Вісник машинобудування та транспорту*, 2017. № 2. С. 116-123.

7. Коробко А., Подригало М., Мазін О. Оцінка витрат потужності та енергії двигуна під час руху машини «крабом». *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва України. Збірник наукових праць*. 2018. № 23 (37). С. 231–236.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію наукових результатів дисертації:*

8. Подригало М. А., Мазин А. С. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес автомобиля на дополнительные затраты энергии двигателя. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доповідей XI-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р. Харків : ХУПС імені Івана Кожедуба, 2015. С. 260. (Очна форма участі)
9. Мазин А. С. Оценка затрат энергии на поворот автомобиля. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доповідей XIII-ї наукової конференції Харківського національного університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2017 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2017. С. 346. (Очна форма участі)
10. Коробко А. І., Мазін О. С. Діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-складених машин. *Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті* : Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, 15-16 жовтня 2015 р. Харків : ХНАДУ, 2015. С. 154–155. (Очна форма участі)
11. Подригало М. А., Гацько В. І., Мазін О. С. Додаткові витрати енергії двигуна при коливаннях не підресорених мас автомобіля. *Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах* : Збірник

- тез доповідей 16-ї науково-технічної конференції, 08-09 вересня 2016 р. Чернігів : ДНВЦ ЗС України, 2016. С. 198. (Очна форма участі)
- 12.Мазін О. Оцінювання додаткових витрат енергії двигуна на виконання автомобілем повороту. *Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові* : матеріали симпозіуму, 28 жовтня 2017 р. Львів : КУНПАТРУ ЛТД, 2017. С. 108–109. (Очна форма участі)
- 13.Мазин А. Энергетический подход к оценке технического состояния автомобиля / Мазин А. С. и др. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : матеріали Х-ї Міжнародної науково-практичної конференції, 13-25 жовтня 2017 р. Вінниця : ВНТУ, 2017. С. 48–51. (Очна форма участі)

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

- 14.Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С., Соколовський С. А. Спосіб керування поворотом транспортного засобу : пат. 100077 UA : МПК В60 Т 1/00 (2015.01). № у 2014 14120 ; заявл. 29.12.14; опубл. 10.07.15, Бюл. № 13.
- 15.Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Нікорчук А. І., Мазін О. С. Система підвищення маневреності вантажного автомобіля : пат. 100699 UA : МПК В60 Т 13/26 (2006.01). № у 2015 00330 ; заявл. 16.01.15; опубл. 10.08.15, Бюл. № 5.
- 16.Подригало М. А., Лебедєв А. Т., Лебедєв С. А., Коробко А. І., Шеїн В. С., Радченко Ю. А., Мазін О. С. Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно-зчленованих машин : пат. 105176 UA : МПК G01 М 17/00, G01 М 17/06, G01 Р 15/00 (2016.01). № у 2015 07889 ; заявл. 07.08.15; опубл. 10.03.16, Бюл. № 15.

## ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : XI-та наукова конференція Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р. Харків : ХУПС імені Івана Кожедуба, 2015. Очна участь
2. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : XIII-та наукова конференція Харківського національного університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 12-13 квітня 2017 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2017. Очна участь
3. *Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті* : Міжнародна науково-практична конференція, 15-16 жовтня 2015 р. Харків : ХНАДУ, 2015. Очна участь
4. *Створення та модернізація озброєння і військової техніки в сучасних умовах* : 16-та науково-технічна конференція, 08-09 вересня 2016 р. Чернігів : ДНВЦ ЗС України, 2016. Очна участь
5. *Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові* : 28 жовтня 2017 р. Львів : КУНПАТРУ ЛТД, 2017. Очна участь
6. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : X-а Міжнародна науково-практична конференція, 13-25 жовтня 2017 р. Вінниця : ВНТУ, 2017. Очна участь

Додаток Б

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор (ДП «ІАХСМ»)



2018

## АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук  
Мазіна Олексія Сергійовича

Комісія у складі:

Голова комісії – Є.М.Стрілець - перший заступник директора  
та члени комісії:

- В.В.Воронцов – головний конструктор
- О.А.Ілляшенко – головний технолог

встановила, що результати дисертаційного дослідження здобувача наукового ступеня кандидата технічних наук Мазіна Олексія Сергійовича, а саме:

- метод оцінювання впливу дисбалансу направляючих коліс автомобіля на додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі;
  - вплив дисбалансу на вертикальні коливання задніх ведучих коліс і додаткові витрати енергії двигуна при усталеному русі автомобіля;
  - методика експериментального дослідження додаткових втрат енергії двигуна при погіршенні технічного стану автомобіля
- використовуються при проведенні дослідно-конструкторських робіт з модернізації автомобілів, що випускаються на нашому підприємстві.

Голова комісії

Є.М.Стрілець

Члени комісії

В.В.Воронцов

О.А.Ілляшенко

Handwritten signatures of the committee members: Є.М.Стрілець, В.В.Воронцов, and О.А.Ілляшенко.



**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Начальник Національної академії  
Національної гвардії України

кандидат технічних наук, доцент  
генерал-майор



*[Handwritten signature]*  
**С.А. Соколовський**

2018

**А К Т**

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Мазіна Олексія Сергійовича в навчальному процесі Національної академії Національної гвардії України.

Комісія Національної академії Національної гвардії України у складі: голови – начальника науково-дослідного центру службово-бойової діяльності НГУ полковника Приходька І.І., та членів – заступника начальника навчально-методичного центру – начальника навчального відділу полковника Горбунова А.П., начальника кафедри «Експлуатації та ремонту автомобілів та бойових машин» полковника Темнікова В.О. склали дійсний акт про те, що наукові результати, отримані та запропоновані аспірантом Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Мазіним Олексієм Сергійовичем у дисертаційному дослідженні, використовуються в навчальному процесі та науковій роботі Академії, а саме:

- метод оцінки затрат енергії на поступальний рух автомобіля;
- метод оцінки рівня енергетичної завантаженості автомобілів;
- метод оцінки затрат енергії на поворот автомобіля;
- метод оцінки впливу коливань направляючих коліс в горизонтальній площині на додаткові затрати енергії при русі автомобіля.

Зазначені наукові результати застосовані при проведенні лекцій і групових занять з навчальних дисциплін «Автомобільна підготовка»,

«Перспективи розвитку будови і експлуатації автомобільної техніки» а також при виконанні кваліфікаційних робіт слухачами та курсантами Академії.

Впровадження наукових результатів дозволило:

- підвищити якість підготовки фахівців, які приймають участь в розробленні, модернізації, експлуатації та ремонті військової техніки;
- поглибити знання слухачів та курсантів в галузі автомобільний транспорт;
- підвищити ефективність наукового супроводження експлуатації автомобільної техніки НГУ.

**Голова комісії:**

полковник

доктор психологічних наук, професор

**І.І. Приходько**

**Члени комісії:**

полковник

кандидат технічних наук, старший

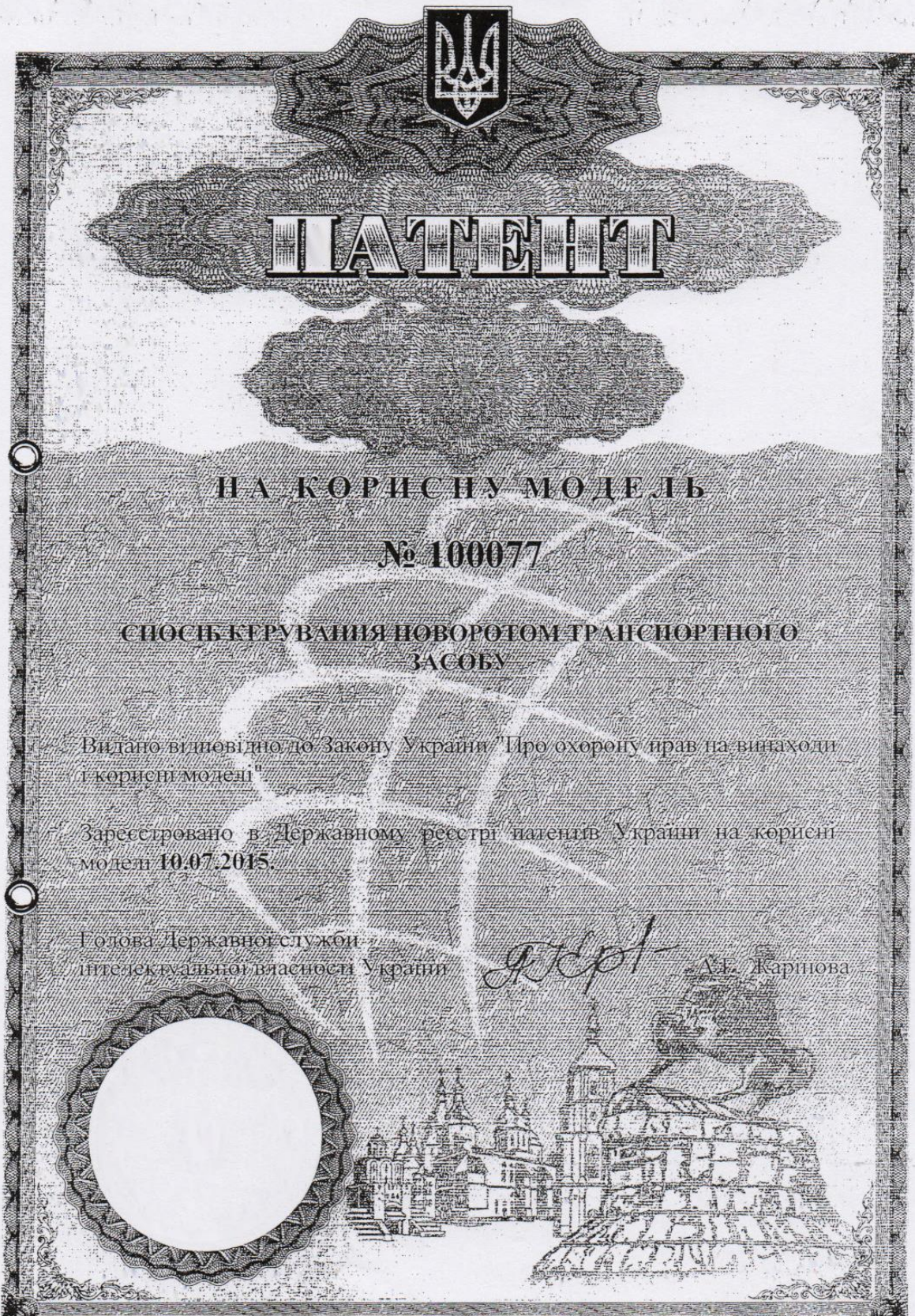
науковий співробітник

кандидат військових наук

**А. П. Горбунов**

**В.О. Темніков**

Додаток В  
Копії патентів України на корисні моделі



# ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 100077

СПОСІБ КЕРУВАННЯ НОВОРОТОМ ТРАНСПОРТНОГО  
ЗАСОБУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі"

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.07.2015.

Голова Державної служби інтелектуальної власності України

*A.E. Zhurkova*

А.Е. Жарнова



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **100077** (13) **U**  
(51) МПК (2015.01)  
**B60T 1/00**

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

(21) Номер заявки: **u 2014 14120**  
(22) Дата подання заявки: **29.12.2014**  
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.07.2015**  
(46) Публікація відомостей про видану патенту: **10.07.2015, Бюл.№ 13**

(72) Винахідник(и):  
**Подригало Михайло Абович (UA),**  
**Кайдалов Руслан Олегович (UA),**  
**Нікорчук Андрій Іванович (UA),**  
**Мазін Олексій Сергійович (UA),**  
**Соколовський Сергій Анатолійович (UA)**

(73) Власник(и):  
**Подригало Михайло Абович,**  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
**Кайдалов Руслан Олегович,**  
вул. Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
**Нікорчук Андрій Іванович,**  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
**Мазін Олексій Сергійович,**  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
**Соколовський Сергій Анатолійович,**  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA)

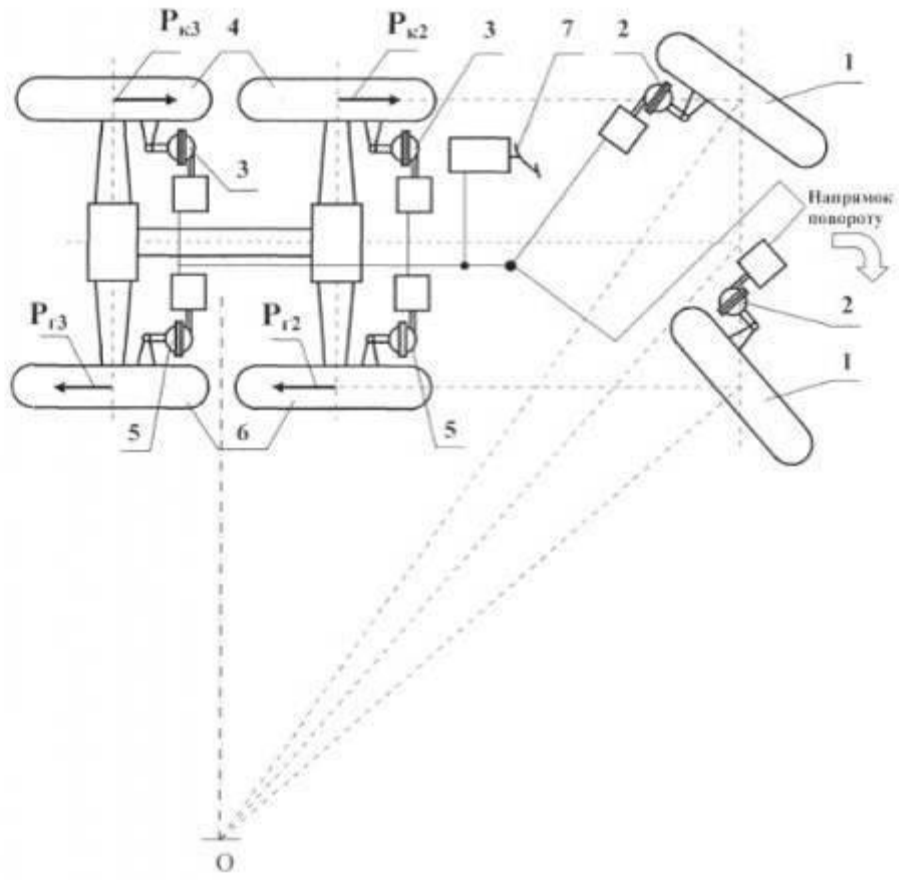
**(54) СПОСІБ КЕРУВАННЯ ПОВОРОТОМ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

(57) Реферат:

Спосіб керування поворотом транспортного засобу включає загальмування коліс внутрішнього (відстаючого) борту при повороті напрямних коліс. Одночасно з початком повороту напрямних коліс здійснюють відключення від джерела тиску робочого тіла гальмівних механізмів напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту, загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту. При цьому здійснюють збільшення подачі палива у двигун транспортного засобу, а після закінчення повороту припиняють загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту і гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту підключають до джерела тиску робочого тіла.

UA 100077 U

UA 100077 U



UA 100077 U

Корисна модель належить до способів керування поворотом колісних транспортних засобів і може бути використана для поліпшення маневреності останніх.

Найбільш близьким до пропонованого способу є спосіб керування поворотом транспортного засобу, що включає загальмування коліс внутрішнього (відстаючого) борту при повороті

5 напрямних коліс [Патент України № 40814 МПК В60Т 1/00, опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8].  
Недолік даного способу полягає в тому, що він не дозволяє забезпечити маневреність транспортного засобу при русі у важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці.

10 В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення способу керування поворотом транспортного засобу шляхом загальмування тільки коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту та збільшення тягових сил на інших колесах при збільшенні подачі палива в двигун транспортного засобу.

15 Поставлена задача вирішується тим, що у відомому способі керування поворотом транспортного засобу, що включає загальмування коліс внутрішнього (відстаючого) борту при повороті напрямних коліс, згідно з корисною моделлю, одночасно з початком повороту напрямних коліс здійснюють відключення від джерела тиску робочого тіла гальмівних механізмів напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту, загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту, при цьому здійснюють збільшення подачі палива у двигун транспортного засобу, а після закінчення повороту

20 припиняють загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту і гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту підключають до джерела тиску робочого тіла.

25 Для того, щоб підвищити маневреність транспортного засобу, при русі у важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці, слід одночасно з початком повороту напрямних коліс здійснювати відключення від джерела тиску робочого тіла гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту. Загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту, яке супроводжується збільшенням подачі палива у двигун транспортного засобу, забезпечує його поворот навколо коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту з меншим радіусом повороту і меншим габаритним коридором. Після закінчення повороту транспортного засобу припиняється загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту і гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту підключаються до джерела тиску робочого тіла.

30 На кресленні показана схема способу керування поворотом транспортного засобу.

Спосіб керування поворотом транспортного засобу здійснюється наступним чином.

35 Одночасно з початком повороту напрямних коліс 1 здійснюють відключення від джерела тиску (на кресл. не показано) робочого тіла гальмівних механізмів 2 напрямних коліс 1 та гальмівних механізмів 3 коліс заднього візка 4 зовнішнього (забіжного) борту, а гальмівні механізми 5 коліс заднього візка 6 внутрішнього (відстаючого) борту залишаються з'єднаними з джерелом тиску робочого тіла. Шляхом натиснення водієм на педаль 7 гальмівні механізми 5 коліс заднього візка 6 внутрішнього (відстаючого) борту загальмовуються. Одночасно з цим водій, шляхом натиснення на педаль подачі палива (на кресл. не показана), збільшує подачу палива в двигун транспортного засобу, що призводить до збільшення тягових сил  $P_{к2}$  та  $P_{к3}$  на колесах заднього візка 4 зовнішнього (забіжного) борту. В результаті чого здійснюється поворот транспортного засобу навколо загальмованих коліс заднього візка 6 внутрішнього (відстаючого) борту, на яких діє гальмова сила  $P_{г2}$  та  $P_{г3}$ , що дозволяє забезпечити маневреність транспортного засобу при русі у важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці.

50 Після закінчення повороту припиняється загальмування коліс заднього візка 6 внутрішнього (відстаючого) борту, а гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту підключаються до джерела тиску робочого тіла.

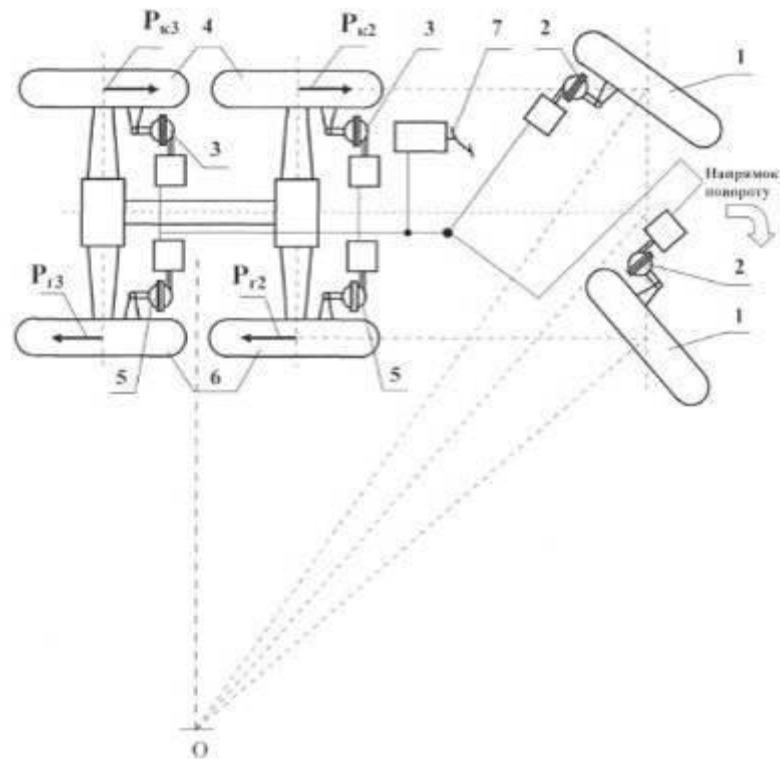
Використання пропонованого способу керування поворотом транспортного засобу дозволяє підвищити його маневреність при русі у важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці, що забезпечить поворот транспортного засобу з меншим радіусом повороту і меншим габаритним коридором.

55 Технічний результат, досягнутий у результаті реалізації заявленого рішення, перебуває в причинно-наслідковому зв'язку за сукупністю ознак корисної моделі.

UA 100077 U

## ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 5 Спосіб керування поворотом транспортного засобу, що включає загальмування коліс внутрішнього (відстаючого) борту при повороті напрямних коліс, який відрізняється тим, що одночасно з початком повороту напрямних коліс здійснюють відключення від джерела тиску робочого тіла гальмівних механізмів напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту, загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту, при цьому здійснюють збільшення подачі палива у двигун транспортного засобу, а після закінчення повороту припиняють загальмування коліс заднього візка внутрішнього (відстаючого) борту і гальмівні механізми напрямних коліс та коліс заднього візка зовнішнього (забіжного) борту підключають до джерела тиску робочого тіла.
- 10

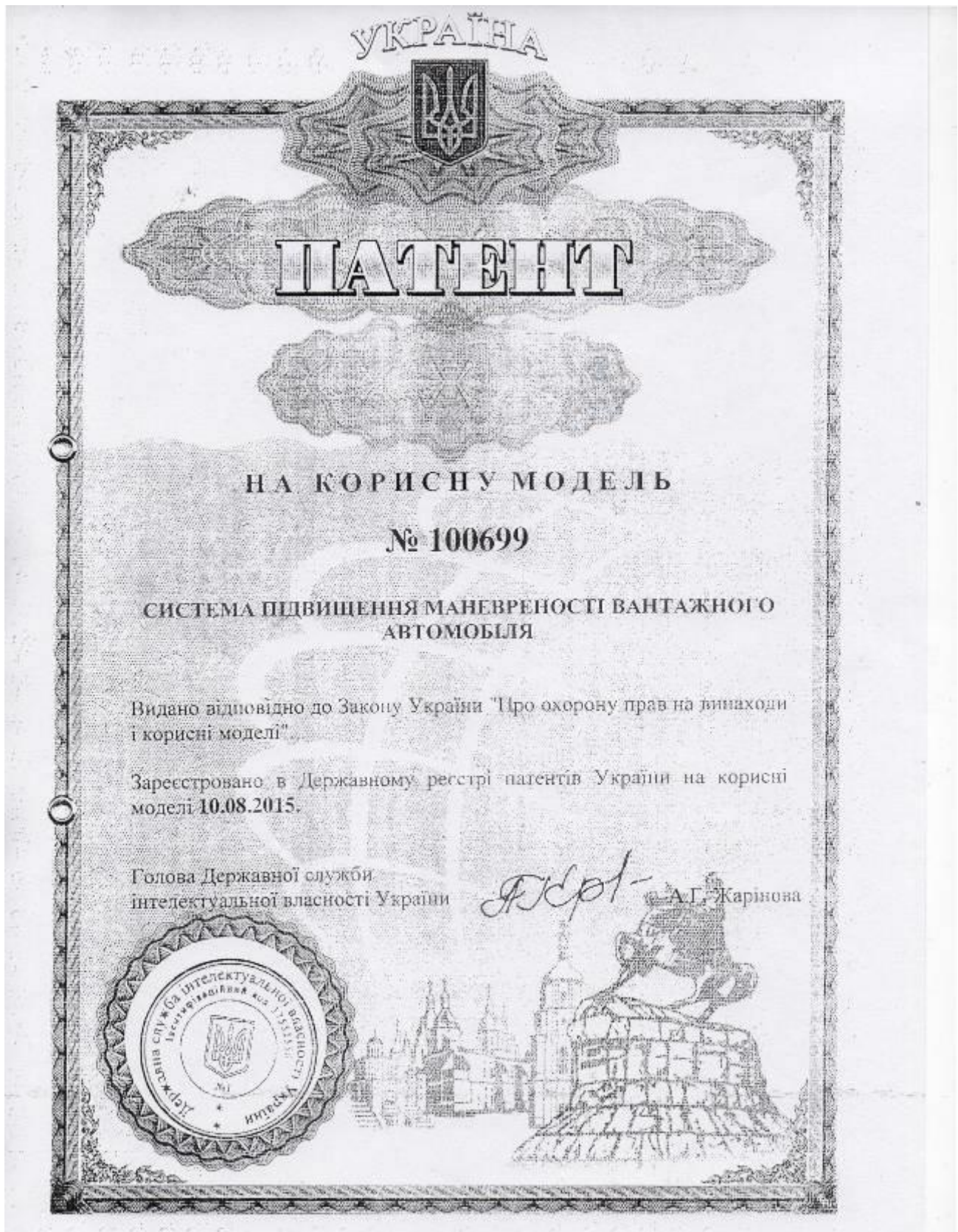


Комп'ютерна версія О. Рублю

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. І лавунова, 1, м. Київ - 42, 01601







ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **100699** (13) **U**  
(51) МПК  
**B60T 13/26** (2006.01)

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

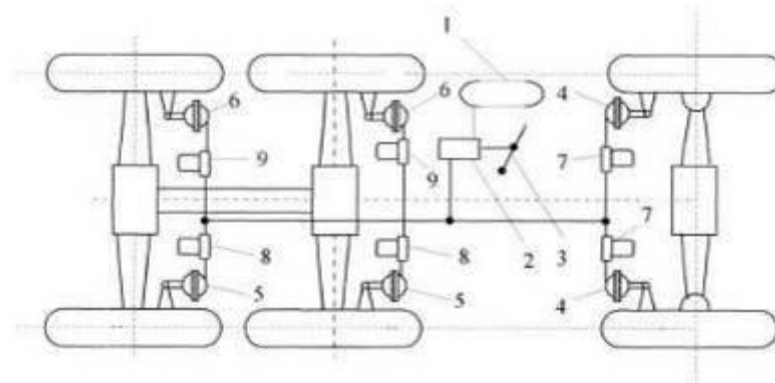
(21) Номер заявки: **u 2015 00330**  
(22) Дата подання заявки: **16.01.2015**  
(24) Дата, з якої є чинними права на морисну модель: **10.08.2015**  
(46) Публікація відомостей про видану патенту: **10.08.2015, Бюл.№ 15**

(72) Винахідник(и):  
**Подригало Михайло Абович (UA),  
Кайдалов Руслан Олегович (UA),  
Нікорчук Андрій Іванович (UA),  
Мазін Олексій Сергійович (UA)**  
(73) Власник(и):  
**Подригало Михайло Абович,  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
Кайдалов Руслан Олегович,  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
Нікорчук Андрій Іванович,  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA),  
Мазін Олексій Сергійович,  
площа Повстання, 3, м. Харків, 61001 (UA)**

## (54) СИСТЕМА ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

### (57) Реферат:

Система підвищення маневреності вантажного автомобіля містить пневматичну гальмівну систему, яка містить джерело тиску робочого тіпа, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс. Також вона додатково містить пульт управління, встановлений в кабіні автомобіля, а крани управління гальмами лівого і правого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які з'єднані з пультом управління.



Фиг. 1

UA 100699 U

## UA 100699 U

Корисна модель належить до систем управління автомобілем, зокрема до робочої гальмівної системи автомобілів з пневматичним приводом, і може бути використана для поліпшення маневреності останніх при русі у важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці або при русі в колоні.

5 Відомий пристрій для керування рухом транспортного засобу включає систему рульового управління з підсилювачем, який має силовий циліндр, що з'єднаний з контурами управління бортовими гальмами, та систему гальмівного управління, до складу якої входить гальмівний контур з керуючим вузлом, виходи якого з'єднані з гальмівними циліндрами бортових гальмівних механізмів (а. с. SU 1281467, МПК B62D11/08, B60T13/26, опубл. 07.01.87).

10 Як недолік даного пристрою є те, що його використання не зменшує радіус повороту автомобіля та він може бути встановлений тільки на транспортних засобах, які обладнані пневматичним підсилювачем рульового управління.

Відомий пристрій для керування транспортним засобом, який включає в себе гідравлічне рульове управління з силовим циліндром двосторонньої дії, а також гідравлічний гальмівний привід, який складається з головного гальмівного циліндра, колісних гальмівних циліндрів і клапанних вузлів (а. с. SU 1474015, МПК B62D11/08, B60T13/26; опубл. 23.04.89).

15 Проте цей пристрій має недолік, а саме - він не може бути встановлений на автомобіль з пневматичною гальмівною системою та його використання не зменшує радіус повороту автомобіля.

20 Найближчим аналогом до заявленої корисної моделі є система підвищення маневреності вантажного автомобіля, яка містить пневматичну гальмівну систему, що включає джерело тиску робочого тіла, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс (а. с. SU 1676906, МПК B62D11/08, опубл. 15.09.91). Також до його складу входить гідропідсилювач керма.

Недоліком даної системи є обмежені функціональні можливості, які обумовлені постійним кінематичним зв'язком гальмівних кранів управління гальмами лівого і правого бортів з рульовим управлінням. При непрацюючому гідропідсилювачі керма система не працює. Також її використання не зменшує радіус повороту автомобіля.

30 В основу корисної моделі поставлена задача створення системи для підвищення маневреності вантажного автомобіля, який обладнаний пневматичним приводом гальм що рухається у важких дорожніх умовах або в колоні, коли необхідно реалізувати поворот на місці. Вирішення цієї задачі надає можливість здійснювати поворот вантажного автомобіля з меншим радіусом.

35 Поставлена задача вирішується тим що система підвищення маневреності вантажного автомобіля містить пневматичну гальмівну систему, яка містить джерело тиску робочого тіла, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс, яка згідно з корисною моделлю, додатково містить пульт управління, встановлений в кабіні автомобіля, а крани управління гальмами лівого і правого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які з'єднані з пультом управління.

Суть корисної моделі пояснюється кресленнями, на яких зображено: на фіг. 1 система підвищення маневреності вантажного автомобіля, на фіг. 2 - схема управління електропневматичними клапанами.

45 Система підвищення маневреності вантажного автомобіля включає пневматичну гальмівну систему та має джерело тиску робочого тіла 1, гальмівний кран 2, педаль гальм 3, гальмівні камери 4, 5, 6 (4 гальмівні камери напрямних коліс, 5 - гальмівні камери коліс правого борту заднього візка, 6 - гальмівні камери коліс лівого борту заднього візка), та крани управління гальмами правого та лівого бортів, які встановлені між гальмівним краном 2 та гальмівними камерами коліс 4, 5, 6. Крани управління гальмами правого та лівого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які розподіляються на електропневматичні клапани напрямних коліс 7, електропневматичні клапани коліс правого борту заднього візка 8, електропневматичні клапани коліс лівого борту заднього візка 9. Система також містить пульт управління 10 з перемикачем 11. Пульт управління 10 встановлений в кабіні автомобіля. Система встановлена на вантажний автомобіль, який має напрямні колеса 12, колеса заднього візка лівого борту 13, колеса заднього візка правого борту 14.

Вказана система працює наступним чином.

60 Перед здійсненням повороту праворуч водій встановлює перемикач 11 в верхнє положення (як зображено на фіг. 2), подаючи напругу на електропневматичні клапани 7 та 9 відключаючи від джерела тиску робочого тіла гальмівні камери 4 напрямних коліс 12 та гальмівні камери 6

UA 100699 U

- 5 коліс заднього візка лівого (забіжного) борту 13, а гальмівні камери 5 коліс заднього візка правого (відстаючого) борту 14 залишаються з'єднаними з джерелом тиску робочого тіла та шляхом натиснення водієм на педаль гальма 3 загальмовуються. Одночасно з цим водій збільшує оберти двигуна, що призводить до збільшення тягових сил на колесах заднього візка зовнішнього (забіжного) борту 13. В результаті чого здійснюється поворот транспортного засобу навколо загальмованих коліс заднього візка правого (відстаючого) борту 14.

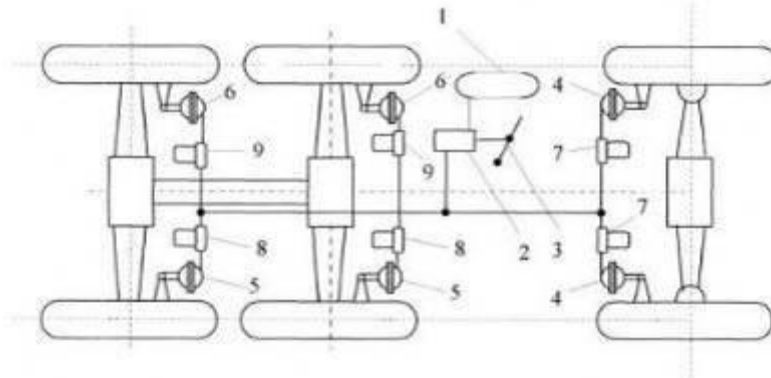
- 10 Перед здійсненням повороту ліворуч водій встановлює перемикач 11 в нижнє положення (як зображено на фіг. 2), подаючи напругу на електропневматичні клапани 7 та 8 відключаючи від джерела тиску робочого тіла гальмівні камери 4 напрямних коліс 12 та гальмівні камери 5 коліс заднього візка правого (забіжного) борту 14, а гальмівні камери 6 коліс заднього візка лівого (відстаючого) борту 13 залишаються з'єднаними з джерелом тиску робочого тіла та шляхом натиснення водієм на педаль гальма 3 загальмовуються. Одночасно з цим водій збільшує оберти двигуна, що приводить до збільшення тягових сил на колесах заднього візка зовнішнього (забіжного) борту 14. В результаті чого здійснюється поворот транспортного засобу навколо загальмованих коліс заднього візка лівого (відстаючого) борту 13.

- 15 Після завершення повороту водій встановлює перемикач 11 в середнє положення відмикаючи живлення електропневматичних клапанів 7, 8, 9. Гальмівні камери 4, 5, 6, які були відключені підключаються до джерела тиску робочого тіла 1.

- 20 Запропонована система істотно підвищує маневреність автомобіля, що дозволяє забезпечити маневреність транспортного засобу при русі в колоні, важких дорожніх умовах, коли необхідно реалізувати поворот на місці.

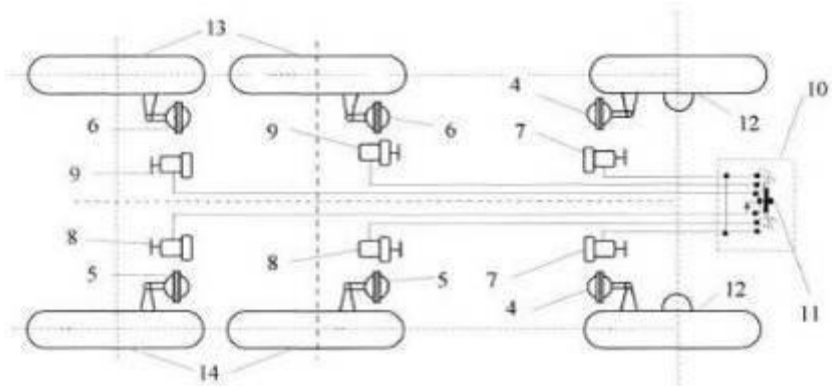
#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 25 Система підвищення маневреності вантажного автомобіля, що містить пневматичну гальмівну систему, яка містить джерело тиску робочого тіла, гальмівний кран, гальмівні камери коліс, крани управління гальмами лівого і правого бортів, які встановлені між гальмівним краном та гальмівними камерами коліс, яка відрізняється тим, що вона додатково містить пульт управління, встановлений в кабіні автомобіля, а крани управління гальмами лівого і правого бортів виконані у вигляді електропневматичних клапанів, які з'єднані з пультом управління.
- 30



Фіг. 1

UA 100699 U



Фиг. 2

Комп'ютерна версія А Крушельницької

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **105176** (13) **U**

(51) МПК (2016.01)

**G01M 17/007** (2006.01)**G01M 17/06** (2006.01)**G01P 15/00**

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

(21) Номер заявки: **u 2015 07889**  
 (22) Дата подання заявки: **07.08.2015**  
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **10.03.2016**  
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **10.03.2016, Бюл.№ 5**

(72) Винахідник(и):  
**Подригало Михайло Абович (UA),  
 Лебедев Анатолій Тихонович (UA),  
 Лебедев Сергій Анатолійович (UA),  
 Коробко Андрій Іванович (UA),  
 Шейн Віталій Сергійович (UA),  
 Радченко Юлія Андріанівна (UA),  
 Мазін Олексій Сергійович (UA)**

(73) Власник(и):  
**ДЕРЖАВНА НАУКОВА УСТАНОВА  
 "УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ  
 ІНСТИТУТ ПРОГНОЗУВАННЯ ТА  
 ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ  
 ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО  
 ВИРОБНИЦТВА ІМЕНІ ЛЕОНІДА  
 ПОГОРЛОГО" ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ,  
 вул. Котлова, 236, м. Харків, 61139 (UA),  
**Подригало Михайло Абович,**  
 вул. Державінська, 2, кв. 148, м. Харків,  
 61001 (UA),  
**Лебедев Анатолій Тихонович,**  
 пр. Леніна, 19-б, кв. 24, м. Харків, 61125  
 (UA),  
**Лебедев Сергій Анатолійович,**  
 вул. Петровського, 33-а, кв. 13, м. Харків,  
 61024 (UA),  
**Коробко Андрій Іванович,**  
 вул. Шкільна, 11, с. Красна Поляна,  
 Зміївський р-н, Харківська обл., 63411 (UA),  
**Шейн Віталій Сергійович,**  
 вул. Танкопія, 5-а, кв. 65, м. Харків, 61060  
 (UA),  
**Радченко Юлія Андріанівна,**  
 пров. Квартальний, 4, кв. 131, смт Пісочин,  
 Харківський р-н, Харківська обл., 62416  
 (UA),  
**Мазін Олексій Сергійович,**  
 вул. Блюхера, 28, кв. 132, м. Харків, 61170  
 (UA)**

**UA 105176 U****(54) СПОСІБ ДІАГНОСТУВАННЯ АГРЕГАТІВ І ВУЗЛІВ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ШАРНІРНО ЗЧЛЕНОВАНИХ МАШИН****(57) Реферат:**

Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно зчленованих машин базується на вимірюванні лінійних прискорень, що виникають при повороті направляючих коліс. Визначення стану вузлів і агрегатів рульового керування проводиться по непрямим параметрах

## UA 105176 U

- лінійне прискорення, що виникає при повороті направляючих коліс, шляхом введення нових діагностичних параметрів та нового випробувального устаткування.



## UA 105176 U

Корисна модель належить до галузі випробувань і може бути використана для оцінювання технічного стану рульового керування шарнірно зчленованих машин в цілому і його вузлів і агрегатів окремо.

Відомі способи діагностування рульового керування базуються на вимірюванні сумарного люфту в рульовому керуванні, які, забезпечуючи, контроль за моментом початку рушення направляючих коліс спочатку в один бік, а потім в інший, одночасно фіксують сумарний люфт в рульовому керуванні (Люфтомір ИСЛ-М, Паспорт. НПФ "Мета"; Люфтомер-динамометр ЛД-100, Паспорт. НПФ "Мета").

Такі способи діагностування визначають люфт по фіксації на шкалі приладу моменту спрацювання давача рушення направляючого колеса при повертанні рульового колеса спочатку в один бік, а потім в інший. Однак такі способи діагностування мають суттєві недоліки, а саме неможливість виділення несправного вузла чи агрегату із системи рульового керування та застосування складних технічних засобів. Необхідність їх застосування підвищує трудові і матеріальні затрати.

В основу корисної моделі поставлено задачу підвищення точності та функціональності способу діагностування рульового керування, його вузлів і агрегатів, шляхом введення нових діагностичних параметрів та нового випробувального устаткування.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб діагностування вузлів і агрегатів рульового керування шарнірно-зчленованих машин, згідно з корисною моделлю, включає оцінювання технічного стану вузлів і агрегатів по непрямому параметру - лінійне прискорення, що виникає при повороті направляючих коліс.

Спосіб виконується наступним чином.

Машина встановлюється на рівному майданчику із сухим чистим асфальтобетонним покриттям. Прогріти двигун до температури  $50 \pm 5$  °C. Направляючі колеса встановлюються у положення для руху "прямо". На задній лівій напіврамі встановлюється давач прискорення. Обчислювальний блок із засобами вводу-виводу і візуалізації розміщуються в кабіні машини. Вмикається вимірювальне устаткування.

Для перевірки технічного стану об'ємного гідроприводу направляючі колеса встановлюються в крайнє ліве положення. Частота обертання колінчастого вала двигуна - номінальна. Оператор-випробувач за допомогою рульового колеса здійснює по три повних повороти направляючих коліс із крайнього в крайнє положення. Після виконання повного циклу вимірювань спеціальне програмне забезпечення по діагностичному параметру - середній час повороту направляючих коліс розраховує об'ємний коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємного рульового керування і порівнює його значення із номінальним.

Для перевірки технічного стану об'ємного насоса направляючі колеса встановлюються в крайнє ліве положення. Оператор-випробувач за допомогою рульового колеса здійснює повороти направляючих коліс при мінімальній і номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна. Спеціальне програмне забезпечення по діагностичному параметру - різниця амплітуд лінійних прискорень розраховує значення питомої подачі об'ємного насоса і порівнює її значення із номінальним.

Для перевірки технічного стану насоса-дозатора оператор-випробувач, при номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна, повертає рульове колесо "вправо" від нейтрального до деякого середнього положення і відпускає рульове колесо. По прискоренню уповільнення повороту машини оцінюються втрати рідини в насосі-дозаторі.

Для перевірки зворотного гідроклапана насоса-дозатора встановлюється номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна. Оператор-випробувач повертає направляючі колеса "вправо" до крайнього положення. Відпускає рульове колесо і після установки золотника насоса-дозатора у нейтральне положення різко повертає рульове колесо в протилежний бік до упору "вліво". По величині збільшення прискорення повороту при зміні положення золотника насоса-дозатора від нейтрального до крайнього положення визначається технічний стан зворотного гідроклапана насоса-дозатора.

Для перевірки гідроциліндрів повороту оператор-випробувач, при номінальній частоті обертання колінчастого вала, за допомогою рульового колеса різко повертає машину до повного зламу рами "вправо", відпускає рульове колесо і після встановлення золотника насоса-дозатора у нейтральне положення (3-4 с.) різко повертає рульове колесо до упору "вліво". По різниці прискорень повного повороту "вправо-вліво" визначають технічний стан гідроциліндрів повороту.

Запропонований спосіб діагностування технічного стану рульового керування, його вузлів і агрегатів, шляхом введення нового випробувального устаткування та нових діагностичних

UA 105176 U

параметрів дозволяє без наявності спеціального майданчика для ходових випробувань проводити поелементне діагностування з найменшими матеріальними та часовими затратами.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- 5 Спосіб діагностування агрегатів і вузлів рульового керування шарнірно зчленованих машин, що базується на вимірюванні лінійних прискорень, що виникають при повороті направляючих коліс, який відрізняється тим, що визначення стану вузлів і агрегатів рульового керування проводиться по непрямим параметрах - лінійне прискорення, що виникає при повороті
- 10 направляючих коліс, шляхом введення нових діагностичних параметрів та нового випробувального устаткування.

---

Комп'ютерна версія П. Буряка

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

---

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. І лавунова, 1, м. Київ – 42, 01601