

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ХОРОШУН РОМАН ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 629.017. 629. 522.2

**ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНИХ ПІДВІСОК
КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ МАЛОЇ ТОННАЖНОСТІ**

галузь 27 «Транспорт»
за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»
Подається на здобуття ступеня доктора філософії

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

_____ Хорошун Роман Васильович

Науковий керівник:
Сахно Володимир Прохорович,
доктор технічних наук, професор

АНОТАЦІЯ

Хорошун Р.В. Обґрунтування параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». – Національний транспортний університет, Київ, 2025.

У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення науково-прикладної задачі розроблення методології створення конструкцій підвіски малотоннажних автомобілів, що, на відміну від існуючих, забезпечить кращі показники плавності ходу, керованості і стійкості руху.

У сучасних колісних транспортних засобах (КТЗ) все частіше використовують так звану керовану (активну чи напівактивну) систему підресорювання (СП). На відміну від традиційних систем підресорювання із лінійною чи нелінійною силовими характеристиками, має властивість «підлаштовувати» силові характеристики на найбільш оптимальні умови руху вздовж шляху із нерівностями, його криволінійних ділянках чи маневруванні.

Поліпшення показників плавності ходу колісних транспортних засобів малої тоннажності, до яких віднесені автомобілі категорії M1 і N1, може бути отримано шляхом удосконалення системи підресорювання на основі поглибленого вивчення процесів вібрацій елементів КТЗ під час їх розроблення, дослідження та експлуатації. Для проектування таких керованих системи підресорювання, точніше кажучи створення програмного продукту керування визначальними силовими параметрами системи підресорювання значною проблемою залишається інформація про реакцію підресореної маси на зміну величини силових параметрів СП та різного виду зовнішніх збурень. зумовлених рухом КТЗ.

Таким чином, тема є актуальною науково-технічною задачею є покращення показників плавності ходу, керованості і стійкості руху КТЗ шляхом

удосконалення системи їх підресорювання та раціонального вибору параметрів СП на основі виконання теоретичних досліджень та експериментальних випробувань, які можуть бути базою для створення програмного продукту керованих чи напівкерованих СП.

На основі системного підходу до дослідження параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності у роботі отримано такі наукові результати:

- вперше встановлено закономірності впливу основних кінематичних параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності та зовнішніх факторів на амплітудно-частотні характеристики поздовжньо-кутових, поперечно-кутових і вертикальних коливань його підресореної частини, що дозволить забезпечити керованість, стійкість і плавність ходу автомобіля;

- вперше отримано аналітичні залежності для визначення граничного значення динамічного кута повороту керованих коліс автомобіля від амплітуди поздовжньо-кутових коливань та параметрів, які дозволять здійснити оцінку впливу її відносного руху на динаміку керованих коліс із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання;

- удосконалено математичну модель, що визначає курсову стійкість автомобіля на етапі складання та вибору траєкторії його руху в площині дороги із умови мінімізації негативних динамічних впливів та встановлення безпечних параметрів ділянок переходу від прямолінійного до криволінійного руху, залежно від швидкісного режиму автомобіля;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження впливу кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси автомобілів категорії M1 і N1 із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання на їх керованість за різних умов експлуатації.

На основі закону побудови траєкторії руху автомобіля розроблена модель розміщення траси, яка дозволяє визначити усі кінематичні та динамічні параметри його руху та встановити взаємозв'язок зміни кута повороту передніх

колiс залежно вiд кривини траси. При цьому встановлено, що на стiйкiсть i керованiсть автомобiля на поворотах суттєво впливає не тiльки вiдцентрове прискорення, але i змiна кривини траєкторiї, яка може призвести до заносу автомобiля з його поворотом вiдносно вертикальної осi. Отримано аналітичнi залежностi щодо стiйкостi автомобiля при наїзді на перешкоду. Показано, що основними факторами, якi впливають стiйкiсть автомобiля i на динамiку прогину шин при наїзді на перешкоду, а, отже, i на змiну навантаження на автомобiль, є кут нахилу поверхнi перешкоди та початковий прогин шин при її розмiщенi на дорожньому полотнi.

Розроблено математичну модель та приведено методику розрахунку параметрiв коливань для системи пiдресорювання iз рiзними законами змiни вiдновлюючої сили. Встановлено, що для прогресивної характеристики пiдвiски бiльшим значенням амплiтуди поздовжньо-кутових коливань вiдповiдає бiльше значення власної частоти, а для регресивної навпаки – бiльшим значенням амплiтуди вiдповiдає менше значення власної частоти коливань. Встановлено, що вимогам щодо ергономiчностi КТЗ бiльшою мiрою задовольняє прогресивна характеристика пiдвiски з параметрами: статична деформацiя 0,2 м, $\nu < 2/3$ i амплiтуда поперечно кутових коливань $0,025 < \alpha_\phi < 0,16$; статична деформацiя 0,15 м, $\nu < 2/3$ i амплiтуда поперечно кутових коливань $0,05 < \alpha_\phi < 0,2$.

Отриманi аналітичнi залежностi, якi визначають виконання ергономiчних вимог по частотi вертикальних коливань у випадку руху КТЗ по дорозі з нерiвностями. Встановлено, що критичне значення динамiчного кута повороту керованих колiс для системи пiдресорювання iз регресивним законом змiни пружної характеристики пiдвiски за малих амплiтуд поздовжньо-кутових коливань є меншим нiж для пiдвiсок iз лiнiйним законом її змiни i навпаки бiльшим - для великих амплiтуд поздовжньо-кутових коливань.

Встановлено, що СП iз прогресивною характеристикою збiльшує до 18% критичне значення кута повороту керованих колiс у порiвнянні iз лiнiйним її аналогом за амплiтуди поперечно кутових коливань 0,05 рад та статичної деформацiї пiдвiски 0,2 м. Разом з тим, для великих амплiтуд поперечно-кутових

коливань використання регресивної характеристики СП збільшує критичне значення кута повороту (до 10%) у порівняння із лінійним аналогом. Зокрема, збільшення статичної деформації ПМД при та амплітуді поперечно-кутових коливань 0.04 рад збільшує значення кута повороту на 14,7% у порівнянні із СП із лінійною характеристикою відновлювальної сили.

На основі отриманих розрахункових та графічних залежностей поздовжньо-кутових та поперечно-кутових коливань встановлено, що на стійкість автомобіля та його керованість на поворотах мають суттєво впливають не тільки відцентрове прискорення, але і зміна кривини траєкторії, яка може призвести до заносу автомобіля з його поворотом відносно вертикальної осі. Наведено, що апроксимація траєкторії повороту спряженими прямолінійними та криволінійними відрізками, де криволінійна ділянка описується рівняннями параболі чи гіперболічного косинуса, має перевагу перед спряженням прямої із колом, оскільки зменшує різкий стрибок кривини і, відповідно, моменти сил що діють на автомобіль відносно вертикальної осі, але не усуває їх.

Розроблено і виготовлено функціонально здатні стенди для дослідження характеристик підвіски автомобіля, що дозволяють проведення комплексу експериментальних досліджень і вироблення рекомендацій щодо забезпечення конкурентоздатності обраних конструкцій із врахуванням переваг над існуючими аналогами.

Для досліджуваної характеристики підвіски автомобіля отримано регресійну залежність із визначення впливу швидкості руху колеса, тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, та тиску шин коліс, на величину віброприскорення. Експериментально підтверджено адекватність проведених теоретичних досліджень, що характеризують віброприскорення підвіски автомобіля.

Встановлено, що із збільшенням швидкості руху колеса величина віброприскорення підвіски автомобіля зростає, причому найбільше віброприскорення підвіски автомобіля досягається під час руху ТЗ по перешкодам з прискоренням $0,93 \text{ м/с}^2$, а мінімальне – при $0,56 \text{ м/с}^2$.

Технічна новизна розробок захищена 3 патентами України на корисну модель. Результати дослідження КТЗ знайшли використання в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» в Національному транспортному університеті, а за спеціальністю» 133 «Галузеве машинобудування - в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Розроблена методика експериментального дослідження знайшли використання на Bosch Service.

Ключові слова: автомобіль, транспортний засіб, підвіска, екологічність, потужність, траса, перехрестя, коливання, стійкість, керованість, кут повороту керованих коліс.

ABSTRACT

Khoroshun R.V. Substantiation of Parameters of Adaptive Suspensions for Light-Duty Wheeled Vehicles. – Qualifying scientific work presented as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 274 “Automotive Transport.” – National Transport University, Kyiv, 2025.

This dissertation presents a theoretical generalization of the scientific and practical problem of developing a methodology for creating suspension designs for light-duty vehicles that, unlike existing ones, ensure enhanced performance in ride comfort, handling, and driving stability.

In modern wheeled vehicles, so-called controlled (active or semi-active) suspension systems are increasingly being used. Unlike traditional suspension systems with linear or nonlinear force characteristics, these systems can “adapt” their force characteristics to the most optimal driving conditions along uneven roads, on curved sections, or during maneuvering.

Improvement of ride smoothness indicators in wheeled vehicles can be achieved by enhancing the suspension system based on an in-depth study of the vibration processes of vehicle components during their design, research, and operation. For the design of such controlled suspension systems – or more precisely, for the creation of software products that manage the critical force parameters of the suspension system – a significant challenge remains the lack of information about the response of the sprung mass to changes in the magnitude of these force parameters and various types of external disturbances caused by the vehicle’s movement.

Thus, the topic represents a relevant scientific and technical task: improving the ride smoothness indicators of wheeled vehicles by refining their suspension systems and rationally selecting their parameters based on theoretical studies and experimental tests. These efforts can serve as a foundation for developing software products for controlled or semi-controlled suspension systems.

Based on a systematic approach to investigating the parameters of adaptive suspensions in light-duty wheeled vehicles, the following scientific results have been obtained in this work:

- for the first time, the patterns of how the main kinematic parameters of adaptive suspensions and external factors influence the amplitude-frequency characteristics of longitudinal-angular, lateral-angular, and vertical oscillations of the vehicle's sprung mass have been established. This will enable improved controllability, stability, and ride comfort of the vehicle.

- for the first time, analytical dependencies have been derived to determine the limit value of the dynamic steering angle of the vehicle's steered wheels based on the amplitude of longitudinal-angular oscillations and related parameters. These dependencies allow for assessing the impact of the sprung mass's relative motion on the dynamics of the steered wheels with a nonlinear force characteristic of the suspension system.

- an improved mathematical model has been developed to determine the vehicle's directional stability during the stages of assembly and trajectory selection in the road plane. This model aims to minimize negative dynamic effects and establish safe parameters for transitioning sections from straight-line to curvilinear motion, depending on the vehicle's speed mode.

- analytical studies have been further advanced regarding the influence of kinematic motion parameters and longitudinal-angular oscillations of the sprung mass in wheeled vehicles with a nonlinear force characteristic of the suspension system on their controllability under various operating conditions.

Based on the law of vehicle trajectory construction, a track layout model has been developed. This model enables the determination of all kinematic and dynamic parameters of vehicle motion and establishes the relationship between changes in the steering angle of the front wheels and the curvature of the track. It has been established that not only does centrifugal acceleration significantly affect the vehicle's stability and controllability in turns, but changes in the trajectory curvature also have a substantial impact, potentially leading to vehicle skidding with rotation about its

vertical axis. Analytical relationships concerning vehicle stability upon encountering an obstacle have been derived. It has been demonstrated that the primary factors influencing vehicle stability and the dynamics of tire deflection upon obstacle impact – and consequently, the variation of load on the vehicle – are the inclination angle of the obstacle surface and the initial tire deflection when the obstacle is located on the road surface.

A mathematical model has been developed and a methodology for calculating oscillation parameters has been presented for suspension systems with various restoring force laws. It has been determined that for a progressive suspension characteristic, larger amplitudes of longitudinal-angular oscillations correspond to higher natural frequencies, whereas for a regressive characteristic, larger amplitudes correspond to lower natural frequencies. It has been established that the progressive suspension characteristic more effectively satisfies the ergonomic requirements of wheeled vehicles with parameters: static deflection of 0,2 m, $\nu < 2/3$ and lateral-angular oscillation amplitude in the range $0,025 < a_\varphi < 0,16$; static deflection of 0,15 m, $\nu < 2/3$ and lateral-angular oscillation amplitude in the range $0,05 < a_\varphi < 0,2$.

Analytical relationships have been obtained that determine the fulfillment of ergonomic requirements regarding the frequency of vertical oscillations when wheeled vehicles travel on uneven roads. It has been established that the critical value of the dynamic steering angle of the steered wheels for a suspension system with a regressive law of elastic characteristic variation is smaller than that for suspensions with a linear law at small amplitudes of longitudinal-angular oscillations and conversely greater at large amplitudes of longitudinal-angular oscillations.

It has been established that for suspension systems with a progressive characteristic, the critical steering angle of the steered wheels increases by up to 18% compared to its linear analogue, at transverse-angular oscillation amplitudes of 0.05 rad and a static suspension deflection of 0.2 m. For large amplitudes of transverse-angular oscillations, using a regressive characteristic in the suspension system increases the critical steering angle (by up to 10%) compared to the linear analogue. In particular, increasing the static deflection of the suspension and a transverse-angular oscillation

amplitude of 0.04 rad increases the steering angle value by 14.7% compared to a suspension system with a linear restoring force characteristic.

Based on the obtained computational and graphical dependencies of longitudinal-angular and transverse-angular oscillations, it has been established that vehicle stability and controllability in turns are significantly influenced not only by centrifugal acceleration but also by changes in trajectory curvature, which can lead to vehicle skidding with rotation about the vertical axis. It has been demonstrated that approximating the turning trajectory with conjugated straight and curved segments – where the curved section is described by equations of a parabola or hyperbolic cosine – has advantages over connecting a straight line with a circle, as it reduces abrupt changes in curvature and, accordingly, the moments of forces acting on the vehicle relative to the vertical axis, although it does not eliminate them.

Functionally capable test stands have been developed and manufactured to investigate the characteristics of vehicle suspensions. These stands enable a comprehensive set of experimental studies and the development of recommendations to ensure the competitiveness of the selected designs, taking into account advantages over existing analogues.

For the studied characteristic of the vehicle suspension, a regression dependence has been obtained to determine the influence of wheel speed, pressure in the pneumatic chamber of the shock absorber strut, and tire pressure on the magnitude of vibration acceleration. The adequacy of the conducted theoretical studies characterizing the vehicle suspension's vibration acceleration has been experimentally confirmed.

It has been established that as the wheel speed increases, the magnitude of the vehicle suspension's vibration acceleration also increases. The maximum vibration acceleration of the vehicle suspension is achieved when the vehicle moves over obstacles with an acceleration of $0,93 \text{ m/s}^2$ and the minimum at $0,56 \text{ m/s}^2$.

The novelty of these developments is protected by three Ukrainian utility model patents and the developed methodology for experimental research of wheeled vehicles has been applied at the Bosch Service company and incorporated into the educational

process for training specialists in “Automotive Transport” at the Ternopil Vocational College of Ternopil Ivan Puluj National Technical University.

Keywords: car, vehicle, suspension, environmental friendliness, power, highway, intersection, oscillations, stability, controllability, steering angle.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в наукових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз

1. Sokil B., Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Dzyura V., Aulin V., Khoroshun R. Interpreting the main power characteristics choice of the wheel vehicles guided cushioning system. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2021. Vol. 23(2). P. 193-149. (Автором запропонована методика дослідження нелінійних коливань колісних транспортних засобів з керованою системою амортизації. Індується в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).
<https://komunikacie.uniza.sk/pdfs/csl/2021/02/21.pdf>.

DOI:10.26552/com.C.2021.2.B139-B149.

2. Lyashuk O., Sokil B., Sokil M., Vovk Y., Lebid I., Hevko I., Levkovych M., Khoroshun R., Matviyishyn A. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2022. Vol. 24(3). P. 247-258. (Автором запропонована методика вибору основних силових параметрів нелінійної неконсервативної підвіски для колісних ТЗ, яка розроблена на основі поздовжньо-кутових коливань. Індується в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).
<https://komunikacie.uniza.sk/pdfs/csl/2022/03/24.pdf>.

DOI: 10.26552/com.C.2022.3.B247-B258.

3. Lyashuk, O., Stashkiv, M., Lytvynenko, I., Sakhno, V., Khoroshun, R. Information technologies use in the study of functional properties of wheeled vehicles. *CEUR Workshop Proceedings. This link is disabled*. 2023. 3628. P. 370–381. (Автором розроблено експериментальний стенд та проведено експериментальні дослідження кінематики та динаміки пневматичного амортизатора активного типу для колісних транспортних засобів. Індується в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).
<https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper29.pdf>

Публікації в наукових фахових виданнях України

4. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В., Шевчук В.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. Львів, 2023. № 28. С. 115–122. *(Автором встановлено особливості кінематичного та динамічного режиму руху за запропонованим переходом із вибором кривої переходу та встановленням безпечних параметрів ділянок переходу залежно від швидкісного режиму руху автомобіля).*

<https://journal.ldubgd.edu.ua/index.php/Visnuk/article/view/2630/2519>

DOI: <https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

5. Ляшук О., Гевко І., Гудь В., Хорошун Р., Гевко Б., Матвійшин А., Сіправська М. Стенди для дослідження підвіски автомобіля. Bulletin of Lviv National Environmental University. Series «Agricultural engineering research». Lviv, 2022. Вип. 26. С.127-133. *(Автором розроблено конструктивну схему та виготовлено стенд з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля).*

<https://visnyk.lnau.edu.ua/index.php/agroengineering/article/view/107/78>

DOI: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.127>

6. Міронов Д., Ляшук О., Гевко І., Гупка А., Слободян Л., Гевко Б., Хорошун Р. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. Луцьк, 2023.–№2(21). С.135-144. *(Автором отримано регресійне рівняння узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля).*

<https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/1218/1124>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1218>

7. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Матвійшин А.Й., Хорошун Р.В. Синтез підвіски автотранспортних засобів. Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник». Кропивницький, 2023. Вип. №8(39).

С. 153-164. (Автором запропоновано конструкції підвісок автотранспортних засобів).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/db667f5d-59fc-4122-a983-df63f53a8d2b/content>

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8\(39\).1.153-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8(39).1.153-164)

8. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Хорошун Р.В., Кашканова Г.Г., Антонюк О.П. Модель проходження повороту автомобілем. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця, 2023. Вип. №2(18). С. 87-93. (Автором запропоновано модель повороту автомобіля на X-подібному перехресті із довільним кутом пересічення трас).

https://www.researchgate.net/publication/378243027_Model_of_passing_a_turn_by_a_vehicle/fulltext/65cf53ac01325d46520ab415/Model-of-passing-a-turn-by-a-vehicle.pdf

DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2023-18-2-87-93>

9. Сахно В.П., Мурований І. С., Паламарчук О.В., Хорошун Р. В. Порівняльний аналіз триланкових автопоїздів різних компоновальних схем за стійкістю прямолінійного руху. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2023. №2(21). С. 186-197. (Автором запропоновано конструкції обґрунтування компоновальної схеми триланкових автопоїздів).

<https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/1224/1130>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1224>

Матеріали і тези конференцій

10. Сокіл І., Ляшук О., Хорошун Р., Сокіл М. Вплив силових параметрів керованої підвіски на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 15-17 квітня 2020 р.)*. Кропивницький, 2020. С. 183-186. (Автором запропоновано конструкція підвіски).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/88cc359b-ce89-4613-bb93-a440c571497c/content>

11. Рогатинський Р., Ляшук О., Гевко І., Хорошун Р., Брикса А. Модель обгону автомобілем на прямій трасі. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 19-21 квітня 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 17 - 20. (Автором встановлено особливості кінематичного та динамічного режиму руху автомобіля).

https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/materiali_konf._pnemps-2023.pdf#page=17

12. Олег Ляшук, Іван Гевко, Роман Хорошун, Богдан Гевко. Стенди для досліджень характеристики підвіски автомобіля. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики“*, (Тернопіль, 29-30 вересня 2022 р.). Тернопіль, 2022. С.173–174. (Автором запропоновано конструкція стенда).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/39050/2/MNPK_2022_Lyashuk_O_L-Stands_for_reseasching_173-174.pdf

13. Рогатинський Р.М, Хорошун Р.В., Бобков А. Д., Шимків Р. Б. Моделювання руху автомобіля по криволінійній трасі / *Збірник тез доповідей X Міжнародної науково- практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“* (Тернопіль, 24-25 листопада 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 81–82. (Автором запропоновано параметри ділянок переходу швидкісного режиму руху автомобіля).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/36444/2/MNPK_2021v1_Rogatynskyi_R-Simulation_of_vehicle_81-82.pdf

14. Ляшук О. Л., Сокіл Б. І., Хорошун Р. В., Бодоряк Ю. Д. Дослідження кутових коливань колісних транспортних засобів. *Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин»* (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.).

Тернопіль, 2021. С. 92–94. (Автором виведено аналітичні залежності крутильних коливань колісних транспортних засобів).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/35952/2/MNTK_2021_Lyashuk_O_L-The_research_of_angular_92-94.pdf

15. Ляшук О. Л., Хорошун Р. В., Пиндус Ю. І., Пиндус Т. Б. Динаміки підресореної частини транспортних засобів на їх керованість. *Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14-15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 92–94. (Автором виведено диференціальні рівняння коливань підресореної частини транспортних засобів).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/31895/2/FAPMT_2020_Lyashuk_O-Dynamic_part_of_wheeled_vehicles_92-94.pdf

16. Сукенік І. Хорошун Р. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної студентської науково-технічної конференції „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“* (Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 122. (Автором запропоновано конструкцію стенда).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/36216/2/MSNTK_2021_Sukenik_I-Bench_for_the_investigation_122.pdf

17. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Гудь В.З., Левкович М.Г., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Експериментальна установка для дослідження підвіски автомобіля. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту»* (Кропивницький, 17-19 листопада 2022 р.). Кропивницький, 2022. С. 189-192. (Автором встановлено особливості кінематики експериментальної установки).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/87f450be-f49d-4908-bfd5-a2289670cc28/content>

18. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М. Хорошун Р.В., Романюк О.Б. Модель руху автомобіля при перебудові смугами. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей (Луцьк, 14-16 червня. 2022 р.)*. Луцьк, 2022. С. 103-106. (Автором встановлено модель руху автомобіля).

<https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/368ff4f1-ab86-4bcd-a3e7-5af2c2c3326e/content>

19. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. До вибору траєкторії проходження повороту автомобілем. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, 23 - 25 жовтня. 2023 р.)*. Вінниця, 2023. С. 211-214. (Автором отримано залежність у виді полінома четвертого степеня).

<https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog/view/802/1398/2667-1>

20. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Хорошун Р.В., Гевко Б.Р., Матвійшин А.Й. Синтез підвіски автотранспортних засобів. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту» (Кропивницький, 22-24 листопада 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 73. (Автором запропоновано особливості методики синтезу).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/db667f5d-59fc-4122-a983-df63f53a8d2b/content>

21. Хорошун Р.В. Дослідження руху автомобіля по криволінійній трасі // *Тези доповідей Ювілейної наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. – К.: НТУ, 2024, Вип. 80 – 116 с.

<https://drive.google.com/file/d/1qCBW3J589xFbf3Ftxbout-vYHXa15h0/view>

Патенти України на корисні моделі

22. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 148601 Україна: МПК G01N 17/00. № а u202101835; заявл. 07.04.21; опубл. 25.08.2021, бюл. № 34. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

23. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 150771 Україна: МПК G01N 3/00, F16D 65/00. № а u202106434; заявл. 15.11.21; опубл. 14.04.2022, бюл. № 15. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

24. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 155002 Україна: МПК G01N17/00. № а № u202302465; заявл. 23.05.23; опубл. 10.01.2024, бюл. № 2. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	22
РОЗДІЛ І СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	
ПІДВІСОК КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	29
1.1 Дослідження конструкцій підвісок у контексті плавності ходу, керованості та стійкості колісних транспортних засобів	29
1.2 Огляд досліджень стійкості руху транспортних засобів малої тоннажності.....	41
1.3 Вплив вібраційних навантажень на транспортні засоби.....	45
1.4 Огляд сучасних методів моделювання взаємодії транспортних засобів із нерівностями дорожнього полотна.....	51
1.5 Висновки.....	55
РОЗДІЛ ІІ РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ	
ВИЗНАЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ АВТОМОБІЛІВ	
КАТЕГОРІЇ M1 І N1 З АДАПТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ.....	56
2.1 Синтез адаптивних підвісок транспортних засобів малої тоннажності.....	56
2.2 Розробка математичної моделі для визначення плавності ходу автомобіля з нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання.....	67
2.2.1 Загальні положення.....	67
2.2.2 Вертикальні коливання ПМ автомобіля.....	73
2.2.3 Поздовжньо-кутові коливання ПМ автомобіля.....	81
2.2.4 Поперечно – кутові коливання ПМ автомобіля.....	99
2.3 Висновки.....	102
РОЗДІЛ ІІІ ВПЛИВ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ	
ПІДВІСКИ НА КЕРОВАНІСТЬ І СТІЙКІСТЬ РУХУ	
МАЛОТОННАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ.....	104

	20
3.1 Стійкість КТЗ на криволінійних ділянках шляху.....	104
3.2 Модель руху транспортних засобів малої тоннажності по криволінійному відрізку дороги.....	107
3.3 Дослідження стійкості автомобіля при наїзді на перешкоду.....	120
3.3.1 Взаємодія колеса із плоскою перешкодою, встановленою під кутом	120
3.3.2 Взаємодія колеса із перешкодою з циліндричною поверхнею.....	127
3.3.3 Дослідження динаміки автомобіля при наїзді на перешкоду.....	132
3.4 Обґрунтування вибору силових параметрів керованої підвіски колісних транспортних засобів.....	141
3.5 Висновки.....	148
РОЗДІЛ IV ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЛАВНОСТІ ХОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ МАЛОЇ ТОННАЖНОСТІ.....	151
4.1 Програма експериментальних досліджень.....	151
4.2 Обладнання та лабораторна установка адаптивної підвіски для проведення експериментальних досліджень.....	151
4.3 Методика проведення експериментальних досліджень характеристик підвіски автомобіля.....	155
4.4 Результати експериментальних досліджень лабораторної установки адаптивної підвіски.....	159
4.5 Висновки.....	164
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	166
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	168
ДОДАТКИ.....	190

ПЕРЕЛІК УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- ТЗ - транспортний засіб;
- КТЗ - колісний транспортний засіб;
- КСП - керована система підресорювання;
- ПЧ - підресорена частина;
- СП - система підресорювання;
- ПМ - підресорена маса;
- АЧХ - амплітудно-частотна характеристика;
- ПЧ1 - перетворювач частоти;
- ПК - персональний комп'ютер;
- ПФЕ - план повнофакторного експерименту.

ВСТУП

Актуальність теми. Наземний транспорт складає суттєву частку сучасної економіки будь-якої держави. У великому різноманітті транспортних засобів (ТЗ) важливе місце займають колісні транспортних засобів (КТЗ), що здатні забезпечувати високу мобільність перевезень та не мають особливих вимог до наявності спеціальної інфраструктури. Зокрема, такі засоби використовуються в умовах перевезень по дорогах із різноманітним і часто зношеним покриттям (цементобетон, асфальтобетон, бруківка, бітумомінеральні суміші, щебінь (гравій) без обробки, колотий камінь, ґрунтові дороги, які не мають твердого покриття) у різних типах рельєфу місцевості (рівнинному, слабогорбистому, горбистому та гірському).

У сучасних КТЗ все частіше використовують так звану керовану (активну чи напівактивну) систему підресорювання (КСП). Вона, на відміну від традиційних систем підресорювання із лінійною чи нелінійною силовими характеристиками, має властивість «підлаштовувати» силові характеристики на найбільш оптимальні умови руху вздовж шляху із нерівностями, його криволінійних ділянках чи маневруванні.

Поліпшення показників плавності ходу КТЗ може бути отримано шляхом удосконалення системи підресорювання на основі поглибленого вивчення процесів вібрацій елементів КТЗ під час їх розроблення, дослідження та експлуатації. При цьому слід враховувати, що характеристики нелінійних систем підресорювання суттєво залежать від їх геометричних, жорсткісних, масових та демпфувальних параметрів. Це визначає необхідність аналізу впливу параметрів конструкції підвіски на її ефективність з точки зору зменшення вібронавантаженості.

Дослідження керованості і стійкості КТЗ слід розглядати у комплексі із урахуванням динаміки його підресореної маси (ПМ). Слід зауважити, що питання впливу динаміки відносного та переносного рухів ПМ КТЗ на величину динамічної сили тиску керованих коліс, а відтак і моменту опору повороту шин

(керованості КТЗ) у повній мірі ще не досліджено. Для проектування таких КСП, точніше кажучи створення програмного продукту керування визначальними силовими параметрами системи підресорювання (СП) значною проблемою залишається інформація про реакцію підресореної маси (ПМ) на зміну величини силових параметрів СП та різного виду зовнішніх збурень, зумовлених рухом КТЗ.

Таким чином, актуальною науково-технічною задачею є покращення показників плавності ходу, керованості і стійкості КТЗ шляхом удосконалення системи їх підресорювання та раціонального вибору параметрів СП на основі виконання теоретичних досліджень та експериментальних випробувань, які можуть бути базою для створення програмного продукту керованих чи напівкерованих СП.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Роботу виконано відповідно до наукових напрямків кафедри автомобілів Національного транспортного університету «Дослідження експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів з перспективними енергетичними установками», № держ.реєстац. 0123U100647 і кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Забезпечення експлуатаційних властивостей робочих поверхонь відповідальних деталей машин технологічними методами» № 0121U112077 та «Підвищення ефективності формування якісних показників робочих поверхонь деталей машин» № 0115U002454».

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи* є обґрунтування параметрів адаптивних підвісок малотоннажних автомобілів з урахуванням їх впливу на показники плавності ходу, керованості і стійкості руху.

Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз сучасного стану досліджень системи підресорювання малотоннажних автомобілів та її вплив на плавність ходу, керованість і стійкість руху;

- розробити багатоваріантну структуру конструкції підвіски та функціональних можливостей її реалізації для поліпшення експлуатаційних властивостей малотоннажних автомобілів;

- розробити математичну модель, обґрунтувати аналітичні залежності, що описують коливальні процеси підресореної маси автомобіля, та дослідити їх вплив на плавність ходу, керованість і стійкість руху;

- провести теоретичні дослідження оцінки впливу відносного руху підресореної маси на динаміку керованих колісних малотоннажних автомобілів з адаптивною підвіскою;

- спроектувати і виготовити обладнання для експериментальних досліджень адаптивної підвіски автомобіля і розробити практичні рекомендації щодо впровадження результатів дослідження.

Об'єкт дослідження – коливальні процеси в системі підресорювання малотоннажних автомобілів, що спричиненні зовнішніми збуреннями при взаємодії їх коліс з опорною поверхнею.

Предмет дослідження – закономірності впливу кінематичних та динамічних параметрів руху КТЗ на вертикальні, поздовжньо- і поперечно-кутові коливання підресореної маси, що обумовлюють плавність ходу, керованість і стійкість автомобіля у різних умовах експлуатації.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведені із застосуванням методів механіко-математичного моделювання, теорії автомобілів, класичної механіки, опору матеріалів, теорії пружності, інженерної творчості і вибору раціональних технічних рішень.

Апробація розроблених алгоритмів, програм і методик проводилась методом комп'ютерного моделювання.

Експериментальні дослідження проводили на розробленій та виготовленій лабораторній установці для дослідження адаптивної підвіски автомобіля і підтвердження адекватності отриманих результатів. У розрахунках і при обробці результатів досліджень використовували комп'ютерну техніку та сучасне програмне забезпечення.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше встановлено закономірності впливу основних кінематичних параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності та зовнішніх факторів на амплітудно-частотні характеристики поздовжньо- кутових, поперечно-кутових і вертикальних коливань його підресореної частини, що дозволить поліпшити керованість, стійкість і плавність ходу автомобіля;

- вперше отримано аналітичні залежності для визначення граничного значення динамічного кута повороту керованих коліс автомобіля від амплітуди поздовжньо-кутових коливань для системи підресорювання із нелінійною силовою характеристикою;

- удосконалено математичну модель, що визначає курсову стійкість автомобіля на етапі складання та вибору траєкторії його руху в площині дороги із умови мінімізації негативних динамічних впливів та встановлення безпечних параметрів ділянок переходу від прямолінійного до криволінійного руху, залежно від швидкісного режиму автомобіля;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження впливу кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси колісних транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання на їх керованість за різних умов експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів.

- на основі структурно-схемного синтезу підвісок автотransпортних засобів методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу отримано шість базових видів підвіски з оригінальними типами амортизаторів (гідравлічного, гідропневматичного, пневматичного, магніторідинного, гідровакуумного та пневмовакуумного типу), які можуть бути покладені в основу розробки підвіски малотоннажних автомобілів;

- спроектовано і виготовлено функціонально здатні стенди для дослідження характеристик підвіски автомобіля, що дозволяють проведення комплексу експериментальних досліджень і вироблення рекомендацій щодо

забезпечення конкурентоздатності обраних конструкцій із врахуванням переваг над існуючими аналогами.

Технічна новизна розробок захищена 3 патентами України на корисну модель. Результати дослідження КТЗ знайшли використання в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» в Національному транспортному університеті, а за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування - в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Розроблена методика експериментального дослідження знайшла використання на Bosch Service.

Особистий внесок здобувача. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, які виносяться на захист, автором отримані самостійно. Постановка задач і аналіз результатів проводилися разом з науковим керівником. Отримані результати опубліковано у одноосібній праці [125]. У роботах виконаних у співавторстві здобувачем розроблені моделі руху автомобіля по криволінійній трасі [90-92], при перебудові смугами руху - [42, 101], при дослідженні траєкторії проходження повороту - [38, 41]. У роботах [6-7, 54, 119] використано метод уніфікованого синтезу нових базових видів підвіски з оригінальними типами амортизаторів, у роботах [37, 38-49, 43] отримано аналітичні залежності для визначення вибору силових параметрів керованої підвіски колісних транспортних засобів, а у роботі [111] - кінематичних параметрів руху поздовжньо-кутових коливань підресореної маси на керованість колісних транспортних засобів. У роботах [137-137, 147-148, 155] розглянуті поздовжньо-кутові коливання колісних транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання. Технічну новизну розроблень захищено 3 патентами України на корисні моделі [120-122].

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: Міжнародній науково-технічній конференції «Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems», (19-21

квітня, Кропивницький 2023 р.); Міжнародній науково-технічній конференції студентської науково-технічної конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», (28-29 квітня, Тернопіль, 2021 р.); Міжнародної науково-практичної конференції «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики», (29-30 вересня, Тернопіль, 2022 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Підвищення надійності машин і обладнання», (15-17 квітня, Кропивницький, 2020 р.); Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», (24-25 листопада, Тернопіль, 2021 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя, (14-15 травня, Тернопіль, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції присвяченій пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин» (23-24 вересня, Тернопіль, 2021 р.); Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей: матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції (14-16 червня, Луцьк, 2022 р.); Міжнародній науково-практичній інтернет конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту», (17-19 листопада, Кропивницький 2022 р.); Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, 23- 25 жовтня. 2023 р.); На Ювілейній науковій конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. – Київ, 15-17 травня. 2024 р.

Робота в повному обсязі доповідалась на розширеному засіданні тематичного наукового семінару кафедри автомобілів Національного транспортного університету та Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2025 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи й результати дослідження опубліковано в 23 наукових працях, з них 6 публікацій – у наукових фахових виданнях України, 3 статті у закордонному виданні, що індексуються у наукометричній базі **Scopus**, 11 матеріалів тез конференцій, у 3 патентих України на корисні моделі.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації 243, у тому числі 52 рисунки, 11 таблиць, список використаних літературних джерел з 165 найменування та 9 додатків. Основна частина дисертації займає 142 сторінок.

РОЗДІЛ I

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

1.1 Дослідження конструкцій підвісок у контексті плавності ходу, керованості та стійкості колісних транспортних засобів

На сьогоднішній день, враховуючи широку різноманітність автомобільного транспорту, що застосовується як для комерційних, так і для особистих цілей, особливої уваги набувають питання забезпечення надійності та комфорту при його експлуатації. Одним із ключових напрямів сучасних досліджень у галузі автомобілебудування є удосконалення систем підресорювання [1, 5, 23-25, 57, 59-61, 116].

Підвіска виконує важливу функцію, основна мета якої полягає у зменшенні впливу дорожніх нерівностей на транспортний засіб, одночасно підтримуючи стабільний контакт коліс із дорожнім покриттям. Це, у свою чергу, сприяє підвищенню безпеки руху та покращенню комфорту для водія та пасажирів. Ефективна робота підвіски дозволяє мінімізувати передачу коливань від дорожнього полотна до кузова автомобіля, що позитивно впливає на керованість і стійкість транспортного засобу (рис. 1.1).

На сьогоднішній день виділяють три основні категорії підвісок: пасивні, напівактивні та активні. Кожна з цих підвісок має свої особливості та переваги. Однак, попри розвиток технологій, встановлено, що жодна з них не здатна повністю вирішити проблему коливань під час руху, оскільки сучасні рішення нерідко характеризуються високою вартістю та значним збільшенням енергоспоживання автомобіля. Це накладає обмеження на їхнє масове впровадження, особливо в умовах зростаючого попиту на економічно ефективні та енергоощадні транспортні засоби.

Аналіз наукових джерел, що стосуються дослідження підвіски автомобілів у контексті динамічної стійкості та керованості високошвидкісних КТЗ,

демонструє обмеженість наявної інформації з цього питання. Переважна кількість наукових праць зосереджена на дослідженні вертикальної динаміки транспортних засобів, тоді як аспекти поперечної стійкості та бічної силової взаємодії КТЗ із дорожнім покриттям залишаються недостатньо вивченими.

Особливу увагу привертає те, що питання моделювання руху пружного колеса із застосуванням різних моделей відведення досі не отримало достатньо обґрунтованих практичних рекомендацій. Крім того, залишається відкритим питання щодо оптимального вибору типорозмірів несучих і спрямовуючих коліс у залежності від рівня динамічних навантажень. Це є критичним для забезпечення необхідного рівня безпеки, стабільності та комфорту під час експлуатації автомобілів у різних умовах.

Таким чином, існує необхідність у подальшому дослідженні та розробці нових підходів до оптимізації підвісок, що враховують як вертикальні, так і поперечні динамічні характеристики. Це дозволить підвищити ефективність експлуатації транспортних засобів і забезпечити більш високий рівень безпеки на дорогах.

Протягом останніх двох десятиліть системи активної підвіски транспортних засобів стали предметом інтенсивних досліджень завдяки їхнім перспективним характеристикам. Такі системи забезпечують ефективну реакцію на вертикальні коливання, що виникають при переїзді через нерівності дорожнього покриття, оскільки амортизатори та пружні елементи отримують додаткову підтримку від силових приводів. У конструкції активної підвіски привід виконує роль перерозподілу енергії всередині системи, при цьому його роботу можна точно налаштовувати за допомогою різних типів контролерів, адаптованих до конкретної конструкції [2, 6, 12, 15].

Ключовою перевагою таких систем є можливість гнучкого налаштування параметрів керування, що дозволяє досягти оптимального балансу між комфортом під час руху та стабільністю автомобіля на дорозі. Розробка більш досконалих методів керування активними підвісками дозволила б значно

підвищити як плавність ходу, так і стійкість транспортного засобу, що є важливим фактором для підвищення безпеки експлуатації.

На рисунку 1.1 наведено конструктивну схему системи керування пневматичною підвіскою, яка демонструє, як активна система взаємодіє із зовнішніми факторами для досягнення більш високих показників керованості та комфорту.

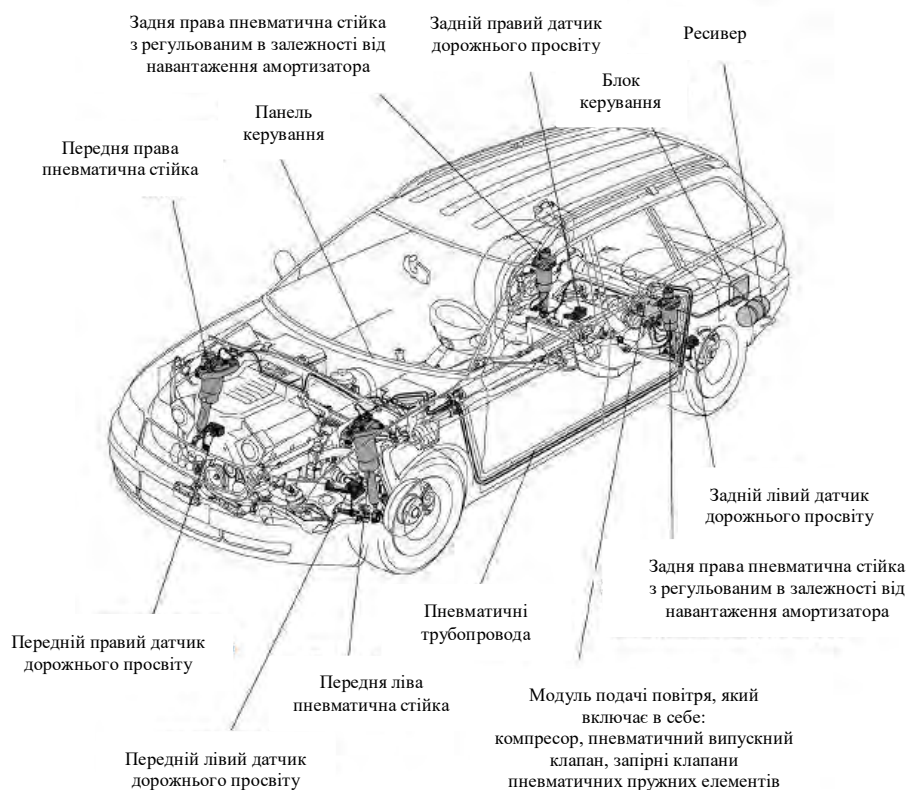


Рисунок 1.1 – Компоненти пневматичної підвіски з електронним керуванням

Автомобільні компанії постійно змагаються між собою у створенні транспортних засобів з відмінними характеристиками керованості та комфорту, при цьому забезпечуючи максимальну стабільність під час гальмування та проходження поворотів. Втім, традиційна пасивна підвіска здатна реалізувати лише одну із цих якостей або, у кращому випадку, досягти компромісу між плавністю ходу та керованістю. Деякі виробники, однак, пропонують системи з регульованою підвіскою, що дозволяють підлаштувати її параметри відповідно до уподобань водія щодо рівня комфорту.

У відповідь на ці виклики дослідники розробили та впровадили ряд напівактивних та активних систем підвіски як у теоретичних моделях, так і в практичних експериментах [1, 4, 6, 24-26]. Головна перевага таких систем полягає у здатності одночасно долати більшість нерівностей дороги за рахунок адаптивного керування навантаженням і активного контролю крену автомобіля.

У дослідженнях [1-2, 24-26, 69,] детально розглянуто основні конструктивні характеристики підвісок, запропоновано їхню класифікацію, а також проаналізовано їхні сильні та слабкі сторони. Підвіска автомобіля включає направляючі, пружні та демпфувальні компоненти. Направляючий компонент приймає на себе сили та моменти, що виникають через взаємодію колеса з дорогою, та визначає траєкторію руху колеса відносно несучої конструкції.

Пружний елемент відповідає за поглинання ударів від нерівностей дорожнього покриття, знижуючи динамічні навантаження на раму або кузов автомобіля. У цій ролі можуть використовуватися такі деталі, як листові ресори, гвинтові пружини, торсіони або пневматичні елементи. Демпфувальний компонент, або амортизатор, виконує функцію гасіння коливань як кузова, так і коліс, забезпечуючи плавність ходу.

У процесі розвитку автомобільної техніки було створено велику кількість різновидів підвісок [1, 6]. На основі аналізу робіт [6, 24-26, 156] було складено перелік найбільш поширених типів підвісок, що використовуються в сучасних транспортних засобах, а також описано їхні особливості та характеристики. Серед різних конструкцій підвісок найбільш розповсюдженими є:

- підвіски з направляючими важелями або штангами;
- ведучий міст типу «Де Діон»;
- підвіски з використанням дишла;
- напівзалежні підвіски з пов'язаними важелями;
- незалежні двоважільні підвіски;
- підвіски з одним важелем;
- підвіска типу «хитна свічка» (або МакФерсон);
- підвіски на основі поздовжніх важелів;

багатоважільні підвіски з використанням просторових важелів і тяг;
торсіонні підвіски;
залежні підвіски.

На рис. 1.2 зображено багатоважільну підвіску (Multilink), яка на сьогодні є найбільш популярним типом підвіски для задньої осі легкових автомобілів [2, 142, 143-144]. Ця конструкція включає такі основні компоненти: підрамник, поперечні важелі, поздовжній важіль, маточний вузол, амортизатор, пружину та стабілізатор поперечної стійкості.

Багатоважільна підвіска забезпечує високу гнучкість налаштувань, що дозволяє поліпшити керованість, стійкість руху і комфорт під час руху, особливо при маневруванні на високих швидкостях.



Рисунок 1.2 - Багатоважільна підвіска

Основні переваги багатоважільної підвіски включають: низьку невідраховану масу; високий рівень комфорту під час руху; мінімальний рівень шуму, оскільки всі компоненти підвіски з'єднуються з підрамником через гумово-металеві шарніри; відмінну керованість та стійкість транспортного засобу; ідеальну сумісність з автомобілями типу 4×4; можливість окремого налаштування поздовжнього і поперечного положення колеса.

Проте серед недоліків такої конструкції варто зазначити високу вартість і складність як у виготовленні, так і при встановленні та технічному обслуговуванні.

Торсіонна підвіска [96, 129] базується на використанні сталевих торсіонних валів, які працюють у режимі кручення. Один кінець торсіону прикріплюється до рами автомобіля, а другий – до спеціального важеля, з'єданого з віссю. Торсіонну балку можна встановлювати у двох конфігураціях: вздовж або поперек кузова. Поздовжнє розміщення зазвичай застосовується на вантажівках, тоді як поперечне – найчастіше використовується у легкових автомобілях.

На рисунку 1.3 зображено підвіску типу МакФерсон [2, 136-137], яка є найпоширенішою серед незалежних підвісок, що встановлюються на передньопривідні легкові автомобілі. Конструктивно ця підвіска нагадує систему з подвійними поперечними важелями, проте ключовою відмінністю є те, що замість верхнього важеля використовується амортизаційна стійка. Ця стійка виконує одночасно функції направляючого елемента, пружного компонента, демпфера та поворотного механізму.



Рисунок 1.3 - Підвіска Макферсон

До переваг підвіски типу МакФерсон належать:

Компактність конструкції, що звільняє додаткове місце під капотом. Це дозволяє розміщувати двигун і трансмісію поперечно або збільшувати об'єм багажного відділення автомобіля.

Простота конструкції завдяки меншій кількості деталей і з'єднань, оскільки амортизаторна стійка поєднана з демпфером, а пружний елемент (пружина,

пневматичні або пневмогідравлічні елементи) встановлений безпосередньо на стійці.

Здатність до великих ходів підвіски, що дозволяє уникнути ударів в обмежувачі при стисканні або відбиванні.

Знижена маса невідвіснених частин порівняно з іншими типами підвісок.

Збільшена вертикальна відстань між опорними вузлами, що сприяє зменшенню навантажень у точках кріплення до кузова.

Серед недоліків підвіски типу МакФерсон слід відзначити її менш ефективне сприйняття навантажень, а також те, що при поворотах змінюється кут нахилу стійки, що призводить до зниження контакту шини з дорожнім покриттям.

Ресорна підвіска здебільшого використовується на вантажівках, причепах та напівпричепах. Багатолистова ресора складається з кількох сталевих пластин, з'єднаних між собою, які мають однакову ширину, але різняться за довжиною та вигином. Основна перевага ресор у порівнянні з іншими пружними елементами полягає в їх здатності одночасно виконувати функції як пружного, так і направляючого компонента [2, 135]. Для додавання прогресивної характеристики підвісці можна встановити додаткову ресору [133, 135].

Спиральні пружини є найпоширенішими в підвісках легкових автомобілів, а також у незалежних підвісках малотоннажних вантажівок і автобусів [24-26]. Вони можуть мати циліндричну або бочкоподібну форму. До основних переваг цього пружного елемента належать компактність монтажу, низька маса та відсутність потреби у регулярному обслуговуванні. Прогресивна характеристика таких пружин досягається шляхом використання змінного кроку витків, виготовлення їх у вигляді конуса або комбінування обох підходів [2, 59, 117].

Пневматична підвіска, залежно від конструювального рішення, може бути виконана як єдиний модуль (рис. 1.4) або у роздільному варіанті, де амортизатор встановлюється окремо.



Рисунок 1.4 - Конструктивна схема пневматичного елемента, інтегрованого співвісно з амортизатором

Адаптивна підвіска, керована комп'ютером, дозволяє автоматично підтримувати стабільний дорожній просвіт автомобіля, незалежно від рівня його завантаження. Це особливо важливо для транспортних засобів, де суттєво відрізняється маса між порожнім і повністю завантаженим станом, наприклад, для автобусів і тягачів. Однак активні підвіски поки що не отримали широкого розповсюдження через їхню високу вартість, недостатню надійність та низьку ефективність за умов високочастотних коливань. У зв'язку з цим як за кордоном, так і в Україні активно проводяться дослідження, спрямовані на покращення робочих характеристик транспортних засобів, оснащених активною підвіскою [57, 118, 160].

Адаптивна підвіска дозволяє водієві вручну змінювати дорожній просвіт, що сприяє покращенню прохідності автомобіля та підвищенню плавності ходу. Однак серед недоліків таких систем слід зазначити складну конструкцію, вищі витрати на обслуговування і ремонт, а також знижену надійність у порівнянні зі стандартними підвісками.

Основні перешкоди для впровадження таких підвісок у нашій країні пов'язані з відсутністю необхідної елементної бази, зокрема електронних компонентів, а також дефіцитом гідропневматичних вузлів та спеціалізованих

гумокордних оболонки, які могли б зрівнятися за характеристиками з іноземними аналогами. Додатковими труднощами є висока вартість виготовлення електрогідравлічних і електропневматичних перетворювачів, а також складність у забезпеченні доступу до датчиків, таких як акселерометри.

Оптимальна пасивна підвіска зі сталими параметрами пружних і демпфувальних елементів була створена завдяки багаторічним зусиллям численних вітчизняних і зарубіжних науковців [134-140], які прагнули максимально реалізувати її можливості. Підвищення плавності ходу транспортного засобу можна досягти шляхом третього підходу – розробки пасивної підвіски, характеристики якої автоматично адаптуються залежно від навантаження та умов експлуатації.

У дослідженнях [2, 57, 99, 103, 113, 126] пропонується розглядати функціонування автомобільної підвіски як систему автоматизованого керування. В адаптивній підвісці (рис. 1.5) регулюванню піддаються як параметри жорсткості, так і демпфування. Втім, теоретичні підходи до розробки саморегульованих пасивних демпфувальних елементів залишаються недостатньо опрацьованими, що ускладнює створення підвісок та шин із поліпшеними експлуатаційними характеристиками. Численні дослідження як вітчизняних, так і закордонних науковців [24-26, 57, 99, 130-139] присвячені питанням підвищення плавності ходу та інших експлуатаційних параметрів транспортних засобів.

Сучасні технології зосереджені на коригуванні жорсткості та демпфування протягом усього ходу поршня. У запропонованому винаході регулювання цих параметрів здійснюється з урахуванням напрямку руху поршня [57, 136]. Таким чином, під час його руху вгору або вниз, демпфуючі характеристики можуть змінюватися навіть у межах одного і того ж сегмента ходу.

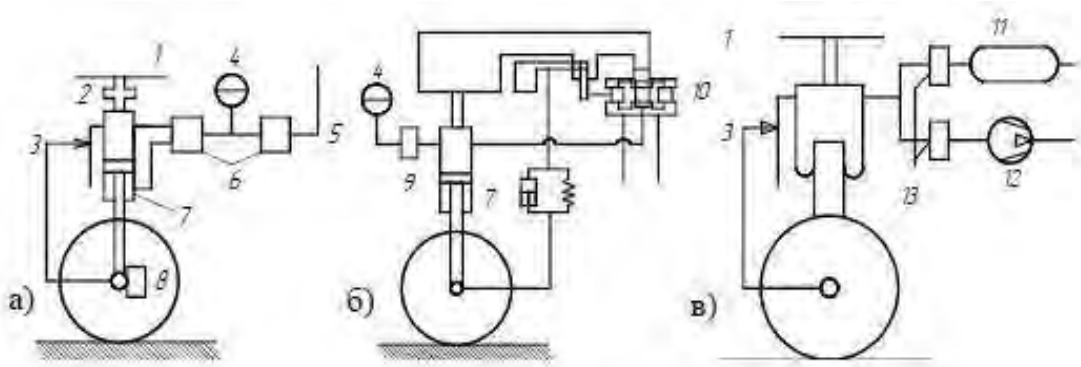


Рисунок 1.5 – Кінематична схема адаптивної підвіски

а) – гідравлічна підвіска; б) – гідропневматична; в) – пневматична підвіска;
 1 – кузов автомобіля; 2 – датчик колісного навантаження; 3 – датчик переміщення;
 4 – акумулятор; 5 – лінія від насоса; 6 – сервоклапан; 7 – гідравлічний циліндр;
 8 – датчик прискорення; 9 – демпфер; 10 – розподільний клапан; 11 – ресивір;
 12 – компресор; 13 – селеноїдний клапан.

Вертикальна пружна характеристика підвіски відображає взаємозв'язок між вертикальним навантаженням T і її деформацією s , що вимірюється вздовж осі колеса. Підбір параметрів цієї характеристики, разом із відповідними параметрами амортизатора, має забезпечувати: коливання кузова з необхідними значеннями прискорення; уникнення пробойів підвіски, тобто ударів об обмежувачів ходу, а також відсутність відриву коліс від дорожнього покриття. Дотримання цих умов є ключовим для досягнення максимально можливих швидкостей автомобіля в конкретних дорожніх умовах.

На рисунках 1.6 і 1.7 представлені типові характеристики підвіски колісних транспортних засобів, які змінюються в залежності від типу автомобіля та розподілу навантаження на підвіску у спорядженому та завантаженому станах. Тут: T_{CT} і T'_{CT} – статичні навантаження на підвіску відповідно у завантаженому та порожньому станах; S_o і S_d – повні динамічні хід відбою та стиску; $S_{об}$ і $S_{сб}$ – динамічні хід відбою та стиску від статичного положення до моменту включення буферів; S_m – фактичний статичний прогин підвіски; S_{CT} – умовний статичний прогин; ΔS – деформація підвіски при переході від порожнього до завантаженого стану; T_{max} – максимальне навантаження, яке може витримати підвіска.

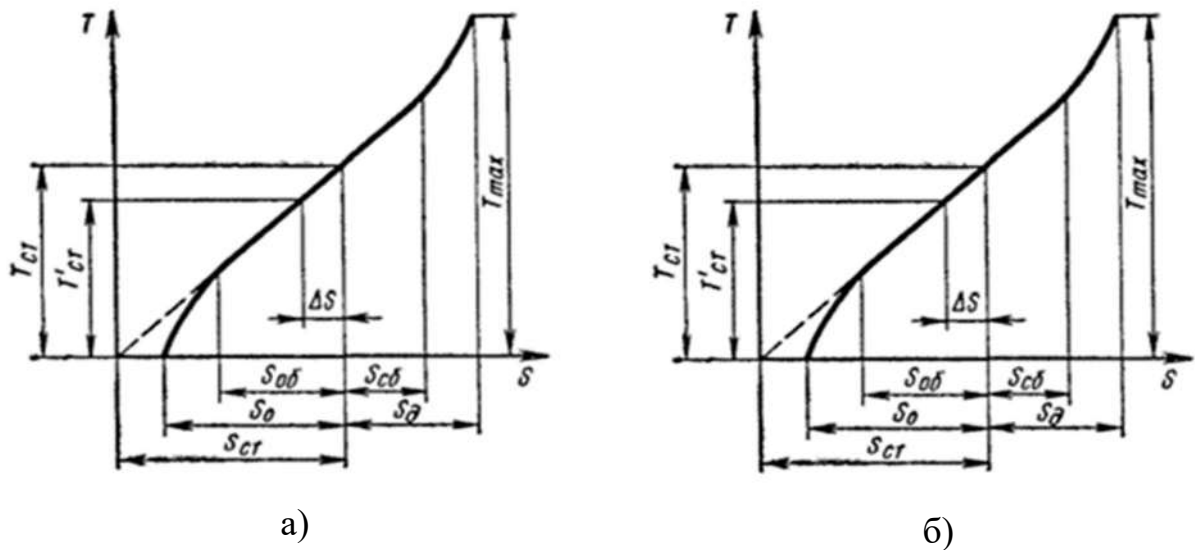


Рисунок 1.6 - Вертикальна характеристика жорсткості підвіски легкового автомобіля: а) для передньої підвіски; б) для задньої підвіски [145].

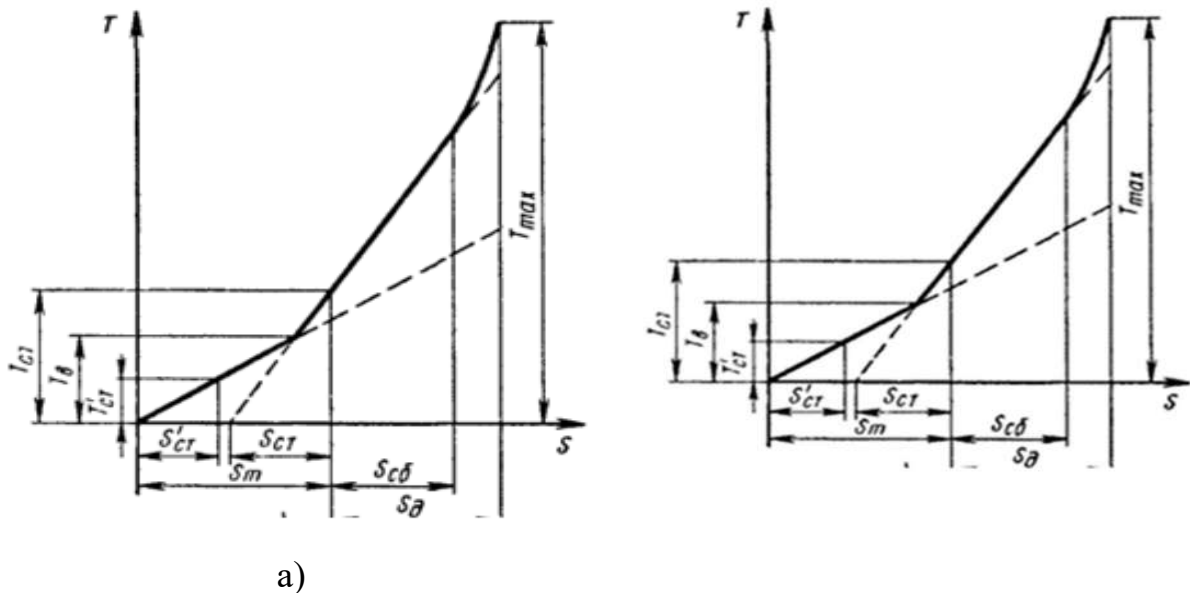


Рисунок 1.7 - Вертикальна пружна характеристика підвіски вантажного автомобіля [145]: а) кусково-лінійна; б) прогресивна

У підвісці демпфувальний ефект досягається за допомогою амортизаторів, які можуть бути важільними (поршневими або лопатковими) або телескопічними (однотрубними чи двотрубними) конструкціями. Вони можуть мати як вбудовану, так і виносну компенсаційну камеру, оснащену розвантажувальними клапанами або без них [2, 9-11, 27-28]. Різновиди характеристик амортизаторів наведені на рисунку 1.8.

Для амортизатора з регресивною характеристикою (рис. 1.8, а) сила опору (F) є пропорційною до квадратного кореня від швидкості руху поршня (V). Як показано на графіку, на початковому етапі руху поршня опір зростає швидко, але далі збільшується значно повільніше. Такі амортизатори ефективно працюють при боковому нахилі кузова під час крутих поворотів і при поздовжньому крені під час різкого гальмування. Однак вони менш ефективно гасять коливання, спричинені нерівностями дорожнього покриття, у порівнянні з амортизаторами іншого типу.

Для амортизаторів із прогресивною характеристикою, яка наближається до класичної параболи (рис. 1.8, б), сила опору збільшується пропорційно квадрату швидкості поршня. При низькій швидкості поршня опір незначний, але зі зростанням швидкості він помітно підвищується.

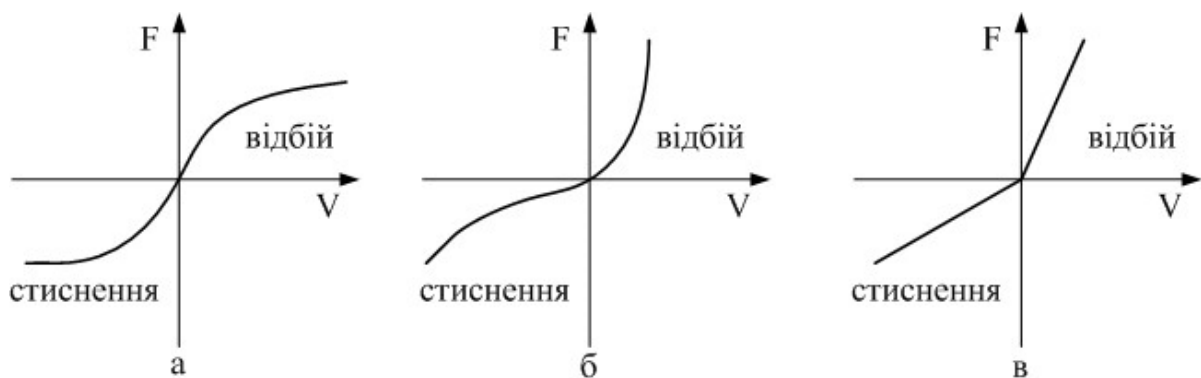


Рисунок 1.8 – Види характеристик амортизаторів:

а – регресивна, б – прогресивна, в - лінійна

Аналіз технічних характеристик традиційних систем підресорювання показує, що підвіска сучасних автомобілів виконує цілу низку функцій, які нерідко суперечать одна одній. Зокрема, підвіска повинна забезпечувати високу плавність ходу транспортного засобу, але водночас суттєво впливає на стійкість і керованість. Так, для досягнення стійкості та керованості потрібна більш жорстка підвіска, тоді як для покращення комфорту і плавності ходу, навпаки, необхідно знижувати її жорсткість.

На сучасному етапі розвитку світового ринку транспортних засобів відзначається значне зростання кількості типів та конструктивних рішень автомобілів малої тоннажності, що адаптовано відповідно до технологій автомобільних перевезень у різних країнах. Автовиробники пропонують у кожному сегменті ринку кілька десятків варіантів конструкцій автомобілів та їх класифікаційних систем.

Автомобілі малої тоннажності чудово підходять для використання в умовах міста та на коротких маршрутах, проте їх обмежені можливості щодо прохідності, вантажопідйомності та потужності можуть створювати труднощі під час виконання складніших завдань або на складних дорогах.

1.2 Огляд досліджень стійкості руху транспортних засобів малої тоннажності

Проблема стійкості руху автомобіля є предметом численних досліджень, оскільки вона відіграє ключову роль у визначенні поведінки транспортного засобу під впливом зовнішніх впливів. Значна кількість наукових праць Сахно В. П., Полякова В. М., Подригало М. А., Волкова В. П., Клеца Д.М., SERTA, E., K.-U. Henning., P. K. Wong, та інших науковців присвячена вивченню стійкості транспортних засобів у різних режимах руху, що зумовлено необхідністю забезпечення безпеки руху та покращення керованості автомобілів в екстремальних умовах.

Так, у роботах [60-62], запропоновано диференціювати стійкість колісних машин на два основні типи: стійкість руху та стійкість положення, що дозволяє зрозуміти механізм забезпечення безпеки й ефективності функціонування транспортних засобів у різних умовах експлуатації. У роботі [60] підкреслюється, що стійкість положення є складовою загальної стійкості руху, оскільки втрата цієї властивості робить подальший рух автомобіля технічно неможливим. Таким чином, забезпечення стійкості положення відіграє критичну роль у гарантуванні безпечного переміщення транспортного засобу в реальних

умовах експлуатації. У роботах [60-64] розглянуті два ключових аспекти щодо стійкості руху - траєкторну та курсову стійкість. Траєкторна стійкість, на думку дослідників, відображає здатність транспортного засобу утримувати заданий напрямок переміщення центру мас, тоді як курсова стійкість стосується можливості збереження стабільної орієнтації повздовжньої осі автомобіля. Поряд з траєкторною та курсовою стійкістю у роботах [60-67] вводяться поняття статичної та динамічної стійкості, де статична стійкість визначається відсутністю будь-яких коливань або відхилень від початкового стану, тоді як динамічна стійкість проявляється у здатності транспортного засобу повернутися до рівноваги після виникнення зовнішніх збурень. У цих же роботах підкреслюється необхідність оцінювати стійкість як в умовах усталеного, так і неусталеного руху. Стійкість у режимі усталеного руху трактується як здатність транспортного засобу зберігати стабільні параметри та траєкторію навіть під впливом зовнішніх чи внутрішніх збурень. Водночас при неусталеному русі стійкість визначається здатністю системи оперативно реагувати на керуючі впливи, забезпечуючи точне виконання заданих параметрів і траєкторії руху. Це дозволяє досягти високого рівня керованості й безпеки транспортного засобу в різних експлуатаційних умовах.

У своїх дослідженнях Д.М.Клец [30-32, 60-61, 64-67] трактує стійкість автомобіля як його здатність підтримувати заданий напрямок руху навіть без активної участі водія, успішно протидіючи зовнішнім впливам, що можуть спричинити зміну траєкторії. Така концепція обґрунтована обмеженими психофізичними можливостями водія, який не завжди в змозі швидко й ефективно реагувати на втрату стійкості транспортного засобу, особливо у випадках, таких як екстрене гальмування, що може призвести до заносу. У роботах [44-50, 67-77 та ін.] питання стійкості автомобіля базується на теоретичних засадах стійкості, розроблених О. М. Ляпуновим. На думку Антонова, саме стійкість автомобіля є запорукою його здатності слідувати чітко визначеному курсу без відхилень, що значно підвищує рівень безпеки дорожнього руху.

Відповідно до визначення, наведеного в ДСТУ 2886–94, під стійкістю транспортного засобу під час гальмування розуміється його здатність зберігати заданий напрям руху та орієнтацію осей [18]. Водночас, науковці по-різному трактують цей термін, зокрема, щодо автомобілів та автопоїздів. Так, у роботах [10-11] стійкість автомобіля розглядається як сукупність властивостей, що забезпечують рух у заданому напрямку без виникнення бокового ковзання чи ризику перекидання. Разом з тим, у ДСТУ 3310-96 "Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями" визначено поняття критичної швидкості — це та межа швидкості, перевищення якої призводить до втрати курсової стійкості транспортного засобу при виконанні маневру типу "переставка" [20]. Згідно з положеннями ДСТУ ISO 8855-2014 "Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість", визначаються основні аспекти динамічної поведінки автомобілів та їх здатність підтримувати курсову стійкість у різних умовах руху. Стандарт окреслює терміни та концепції, що стосуються поведінки транспортного засобу на дорозі, зокрема під час виконання різних маневрів та під впливом зовнішніх збурень.

Загальна теорія стійкості [23-25], передбачає, що рух механічної системи є стійким, якщо зовнішні збурення незначно змінюють траєкторію. Водночас, якщо ці відхилення з часом лише зростають, то рух вважається нестійким. У дослідженнях [65-66, 70] пропонується різні підходи до характеристики стійкості руху автомобіля. На початковому етапі [59] розглядається стійкість як властивість, що впливає на тягові та гальмівні характеристики транспортного засобу, а також визначаються межі швидкості на поворотах і ефективність гальмування.

У пізніших роботах [23-25] поняття стійкості відноситься до експлуатаційно-технічної характеристики, що забезпечує здатність автомобіля утримуватися на слизькій або нерівній дорозі, а пізніше - до стійкості автомобіля при заносі [59, 68], визначаючи її як здатність транспортного засобу протистояти боковому ковзанню осей у різних умовах руху. Вищий рівень курсової стійкості

характеризується довшим перебуванням транспортного засобу в межах коридору після впливу збурень, що забезпечує підвищення безпеки руху.

Зміна положення автомобіля у просторі визначається взаємодією комплексу сил, що впливають на нього під час руху. Серед цих сил можна виділити дві основні групи. Перша група включає сили, які можуть певною мірою регулюватися водієм або автоматичними системами керування, наприклад, шляхом зміни поперечних сил на керованих колесах, регулювання тягових або гальмівних зусиль тощо. Інша група складається із сил, які змінюються випадковим чином і не залежать від дій водія. До них належать, зокрема, аеродинамічні сили та реакції нерівної дорожньої поверхні на колеса автомобіля [32, 50]. Отже, траєкторія руху автомобіля значною мірою визначається дією цих випадкових чинників. Основним джерелом відхилення транспортного засобу від запланованої траєкторії є збурення, спричинені нерівностями дорожнього покриття [68-70, 103-105].

Відомо, що такі нерівності викликають як вимушені коливання під час їх подолання [6, 23-25, 112-113], так і вільні коливання, що продовжуються після завершення контакту [7]. Тому під час руху автомобіля по нерівній дорозі зазвичай аналізуються показники плавності ходу, паливної економічності та ефективності експлуатації. Рівень коливань, що впливає на комфорт водія та пасажирів, змінюється залежно від якості дорожнього покриття [6, 112].

Окрім цього, ступінь нерівностей безпосередньо впливає на енергетичні витрати на коливання (економічність) [6, 112-113], середню швидкість руху (ефективність використання транспортного засобу) [6, 112-113] і тривалість міжремонтного пробігу (надійність) [6, 112]. Все більше уваги вчені приділяють дослідженню активної безпеки автомобіля під час руху по нерівних дорогах

Нерівності дорожнього покриття класифікуються залежно від їх впливу на динамічну поведінку автомобіля. Вони поділяються на макропрофіль, мікропрофіль та шорсткість поверхні [6, 104-106, 113]. Відзначається, що макропрофіль і шорсткість практично не впливають на процес коливань транспортного засобу: нерівності макропрофілю переважно позначаються на

роботі двигуна та трансмісії [106], тоді як шорсткість поглинається шинами [6, 113].

Так, Солтус А. П. підкреслює, що саме мікропрофіль дорожнього покриття є одним із головних факторів, що спричиняють динамічні реакції при контакті колеса з дорогою [114-115]. Крім того, мікропрофіль істотно впливає на виникнення коливань автомобіля [104, 112-113], що безпосередньо позначається на його курсовій стійкості. Мікропрофіль характеризується нерівностями, мінімальна довжина яких варіюється в межах від 0,2 до 0,4 м [112]. Нерівності висотою до 1 см, якщо їх довжина не перевищує відбиток шини, зазвичай відносять до шорсткостей [6].

При збільшенні маси автомобіля та висоти нерівностей нормальні реакції від дорожнього покриття також зростають. Однак підвищення кута атаки нерівності спричиняє зниження коефіцієнта стійкості транспортного засобу щодо бокового ковзання [46-48].

Дослідження [84-86] демонструють, що хвилеподібні нерівності асфальтованих доріг є одними з найпотужніших джерел збурень для транспортних засобів. Аналіз таких ділянок дороги виявив, що найбільш поширеними є хвилі з довжиною від 1,5 до 4,5 м, що суттєво впливає на курсову стійкість автомобіля під час руху.

1.3 Вплив вібраційних навантажень на транспортні засоби

Оскільки основною функцією підвіски автомобіля є забезпечення комфортного руху, спочатку проаналізуємо вібраційні навантаження на КТЗ.

Дослідження у сфері динамічних характеристик КТЗ займають важливе місце як у традиційній, так і в сучасній теорії автомобілебудування. Базові принципи динаміки транспортних засобів були сформульовані в працях [16, 23-25, 36].

У дослідженнях [2, 14, 16] детально аналізуються коливання колісних транспортних засобів, викликані нерівностями дорожнього покриття, які суттєво впливають на середню швидкість руху та комфортність ходу.

Експериментальні методи та результати, пов'язані з оцінкою плавності ходу, визначенням параметрів та характеристик підвіски легкових і вантажних автомобілів, а також дослідженнями стійкості й керованості багатовісних колісних машин, висвітлені в працях [2, 5, 12, 14, 23-25,] та інших авторів.

У роботах [33, 59-60] детально розглянуто методи підвищення віброзахисних характеристик підвісок різних типів транспортних засобів шляхом використання пневматичних та гідропневматичних ресор, а також гідравлічних амортизаторів із саморегулювальними властивостями, що працюють завдяки енергії коливань.

Вібрації є одним із ключових факторів, що погіршують умови праці в кабінах транспортних засобів. Через 7–8 годин роботи у водіїв спостерігається уповільнення зорово-моторних реакцій, збільшується кількість затримок у відповідь на рухомі об'єкти, скорочується частота випереджальних реакцій, а також знижується ефективність роботи зорового аналізатора. Втома, викликана впливом коливань у діапазоні власних частот підвіски більшості транспортних засобів (1,4–2,8 Гц), негативно впливає на інші функції організму водія, табл. 1.1.

Зазначені вище факти наочно свідчать про те, що вплив вібрацій на організм людини необхідно враховувати при розробці критеріїв оцінки плавності ходу колісних транспортних засобів. Це математично обґрунтовує потребу в запровадженні вагових коефіцієнтів для різних частотних діапазонів вібрацій для кожного критерію [2], табл. 1.2.

Таблиця 1.1 – Частотні параметри та вагові коефіцієнти, що відображають чутливість людини до прискорення

				Ваговий коефіцієнт при коливаннях
--	--	--	--	--------------------------------------

Номер октавної смуги частот	Середньо – геометрична частота, Гц	Початкова гранична частота, Гц	Кінцева гранична частота, Гц	вертикальних	горизонтальних
1	1	0,7	1,4	0,5	1
2	2	1,4	2,8	0,71	1
3	4	2,8	5,6	1	0,5
4	8	5,6	11,2	1	0,25
5	16	11,2	22,4	0,5	0,125

Таблиця 1.2 – Віброприскорення, виміряне у частках від прискорення вільного падіння g , та відповідні йому рівні комфорту, які сприймає людина.

Відчуття людиною (рівень комфорту)	$\ddot{z}_c, g$ вертикальні	$\ddot{x}_c, g$ повздовжні	$\ddot{y}_c, g$ поперечні
Межа комфорту (рівні коливань при повільній ходьбі)	0,10	0,06	0,05
Межі зручної їзди (рівні коливань при звичайній ходьбі)	0,25	0,10	0,07
Допустимі значення прискорень при нетривалій дії (рівні коливань під час швидкого бігу)	0,40	0,20	0,10

Дослідження показують, що найбільш небезпечні резонансні коливання для організму людини-оператора виникають у діапазоні частот 2–8 Гц та 16–30 Гц, де також спостерігається максимальна чутливість до вертикальних віброприскорень. Згідно з експериментальними даними різних дослідників, при частотах коливань у межах 1–2 Гц оператори зазвичай не відчують значного дискомфорту. Це обумовило тенденцію в автомобілебудуванні до зниження жорсткості підресорених систем. Тому під час розробки сучасних автомобільних систем усе більше уваги приділяється оптимізації підвіски для мінімізації впливу таких вібраційних навантажень.

На відміну від легкових автомобілів, у вантажівок середньоквадратичні значення вертикальних віброприскорень на сидіннях водія не мають чіткої залежності від класу або загальної маси транспортного засобу. Мінімальні значення таких віброприскорень коливаються в межах $0,5\text{--}1\text{ м/с}^2$ на асфальтованих дорогах та $0,7\text{--}1,5\text{ м/с}^2$ при русі по різних типах покриттів (при частотах від 0,7 до 22,4 Гц і швидкості 30–70 км/год). Максимальні значення сягають $3,0\text{--}3,5\text{ м/с}^2$ на асфальті та $4\text{--}5\text{ м/с}^2$ на змішаних поверхнях. Такі підвищені показники вказують на недостатню ефективність систем підресорювання вантажівок [2, 33].

Горизонтальні віброприскорення в середньому становлять близько 20–25% від вертикальних у традиційних компоновальних схемах. Проте у випадках, коли кабіна розташована безпосередньо над двигуном, поздовжні горизонтальні віброприскорення можуть досягати 65–115% від значень вертикальних, що суттєво впливає на комфортність умов роботи водія.

Вимоги щодо забезпечення комфортності руху сучасних транспортних засобів, а також нормативи для показників вібрації регламентуються такими стандартами:

ISO 2631 – «Вібрація, що впливає на людське тіло»;

VDI 2057 – «Оцінка сприйняття механічних коливань людським організмом», який діє на території Німеччини та Австрії;

ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку».

Відповідно до стандарту ISO 2631, оцінювання здійснюється на основі середньоквадратичних значень прискорень. Значення основних частот та відповідні вагові коефіцієнти наведено у табл. 1.3.

Згідно зі стандартом VDI 2057, вплив коливань на організм людини оцінюється по-різному залежно від частоти та амплітуди коливань в межах $0,5\text{...}5\text{ Гц}$. При цьому критерій оцінки ґрунтується на вимірюванні прискорення. У випадку коливань із малою амплітудою, але вищими частотами (від 15 до 80 Гц), для оцінки використовується швидкість коливань. Такий підхід дозволяє

враховувати специфіку сприйняття різних частот людським організмом.

Відповідно до положень ДСН 3.3.6.037-99, оцінка впливу вібрацій на людину здійснюється на основі середньоквадратичних значень швидкості коливань, які поділяються по октавних частотних смугах.

Таблиця 1.3 – Вагові коефіцієнти і частотні характеристики по ISO 2631

Середні геометричні частоти, Гц	Ваговий коефіцієнт		Середні геометричні частоти, Гц	Ваговий коефіцієнт	
	Вертикальні коливання	Горизон - тальні коливання		Вертикальні коливання	Горизон - тальні коливання
1,0	0,50 ~	1,00	10,0	0,80	0,20
1,25	0,56	1,00	12,5	0,63	0,16
1,60	0,63	1,00	16,0	0,50	0,125
2,0	0,71	1,00	20,0	0,40	0,10
2,5	0,80	0,80	25,0	0,315	0,08
3,15	0,90	0,63	31,5	0,25	0,63
4,0	1,00	0,50	40,0	0,20	0,06
5,0	1,00	0,40	50,0	0,16	0,04
6,3	1,00	0,315	63,0	0,125	0,315
8,0	1,00	0,25	80,0	0,10	0,25

Допустимі рівні віброшвидкості наведено у табл. 1.4 для вертикальних і горизонтальних напрямків.

Таблиця 1.4 – Допустимі значення віброшвидкостей по ДСН 3.3.6.037–99.

Середні геометричні частоти октавних смуг, Гц	Граничні частоти октавних смуг, Гц	Допустимі середньоквадратичні швидкості коливань, м / с	
		вертикальна вібрація	горизонтальна вібрація
1	0,7 – 1,4	0,126	0,050
2	1,4 – 2,8	0,071	0,035
4	2,8 – 5,6	0,025	0,032
8	5,6 – 11,2	0,013	0,032
16	11,2 – 22,4	0,011	0,032
31,5	22,4 – 45,0	0,011	0,032
63	45,0 – 90,0	0,011	0,032
125	90,0 – 180,0	0,011	0,032

У табл. 1.5 надані значення коливальних швидкостей та відповідні їм суб'єктивні відчуття людини, що дає змогу визначити межі комфорту та допустимого впливу вібрації.

Таблиця 1.5 – Відчуття людини за різних значень віброшвидкості коливань, що на неї діють

Характеристика коливань	Швидкість коливань, м / с
Невідчутні	0,035
Ледь відчутні	0,035 – 0,1
Цілком відчутні	0,1 – 0,2
Сильно відчутні	0,2 – 0,3
Неприємні і дуже неприємні	0,3 – 0,4

Отже, для досягнення відповідності вимогам стандартів щодо плавності руху колісних транспортних засобів необхідно, в першу чергу, сконцентруватися на зниженні інтенсивності коливань у низькочастотній області спектра (рис. 1.9). Це передбачає розробку та впровадження підвіски з мінімальною резонансною чутливістю, що дозволить значно підвищити комфортність руху [2].

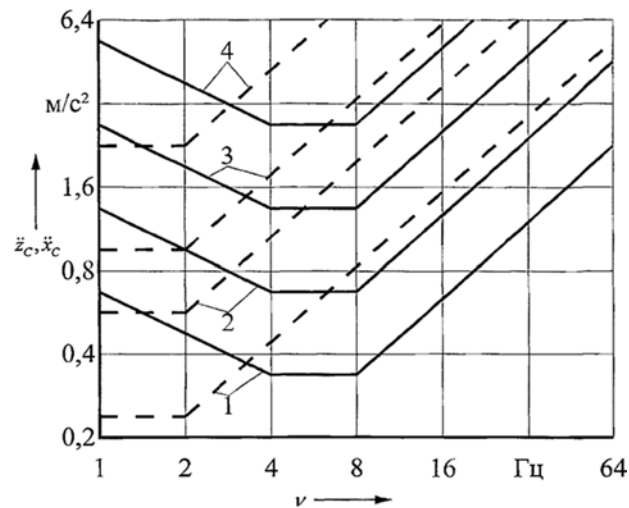


Рисунок 1.9 – Кореневе середньоквадратичне значення прискорень, що відповідає допустимим межах «ефективності праці» при вертикальних (—) та горизонтальних (- - -) вібраціях різної тривалості:

1 – 8 год., 2 – 2,5 год., 3 – 1 год., 4 – 1 хв.

1.4 Сучасні методи моделювання взаємодії транспортних засобів із нерівностями дорожнього полотна

Для забезпечення надійної теоретичної оцінки показників плавності ходу необхідно використовувати математичне моделювання, яке охоплює випадкові або вільні коливання колісних транспортних засобів. У сучасних наукових дослідженнях, присвячених плавності ходу, основна увага зосереджена на аналізі поведінки транспортних засобів під час руху по нерівних поверхнях, а також на детальному описі мікропрофілю дорожнього покриття.

Згідно з проведеними дослідженнями встановлено, що ключовими параметрами, які найбільше впливають на плавність ходу, є висота та довжина дорожніх нерівностей. Форма цих нерівностей немає критичного значення, оскільки шини частково компенсують їх вплив. Профіль дорожнього полотна зазвичай виражають через залежність висоти нерівностей від часу $q(t)$ або від пройденої відстані $q(x)$. Такі залежності визначаються експериментальним шляхом [85-91] із використанням спеціалізованих приладів (поштовхомірів), які в реальному часі реєструють деталі мікропрофілю. Зібрані дані потім підлягають статистичному аналізу [87], згідно з принципами теорії випадкових процесів.

У табл. 1.7 наведено дані про типові значення нерівностей мікропрофілю для доріг різного стану [2].

Таблиця 1.7 – Ймовірні кількісні показники, що використовуються для класифікації доріг за рівнем рівності їхнього покриття

Параметри		Дорожнє покриття			
		мало зношене	сильно зношене	розбите	пересічна місцевість
Характеристика коротких імпульсних нерівностей довжиною до 30 см і висотою понад 3 см :					
	кількістьна 1 км :	20 – 50	50 – 150	100 – 200	Понад 200
	- максимальна висота, см	До 5	5 – 7	7 – 10	10 – 15
	- найбільш імовірна висота, см	3 – 4	3 – 5	5 – 7	7 – 10
Характеристика вибоїн :					
	кількістьна 1 км :	До 200	200 – 500	300 – 500	200 – 300
	найбільш імовірна довжина, см	50 – 150	100 – 250	150 – 300	150 – 500
	- максимальна глибина, см :	До 10	10 – 20	20 – 30	Понад 30
	- найбільш імовірна глибина, см	3 – 5	5 – 10	10 – 15	Понад 15
	- середньоквадратична глибина, см	До 1,5	1,5 – 3,0	3,0 – 8,0	Понад 8
Характеристика пагорбів :					
	кількістьна 1 км :	До 5	5 – 10	10 – 20	Понад 20
	найбільш імовірна довжина, м	6 – 9	6 – 10	6 – 12	8 – 16
	найбільш імовірна глибина, м :	3 – 5	10 – 20	30 – 50	70 – 120
	максимальна глибина, м :	До 10	До 30	До 100	До 200

При цьому слід відмітити, що при аналізі мікропрофілю, що базується на граничних висотах нерівностей дорожнього покриття (S_{min} і S_{max}), можуть виникати певні труднощі. Наприклад, на швидкісних автомагістралях нерівності довжиною близько 20 м, хоча формально і належать до категорії мікропрофілю,

на високих швидкостях здатні викликати значні коливання автомобіля, при цьому режим руху залишається незмінним.

На ґрунтових дорогах нерівності тієї ж довжини, але із висотою, що сягає кількох метрів, фактично перетворюються на тривалий підйом, який змушує водія перейти на понижену передачу. У таких умовах відбувається суттєве зниження швидкості руху, однак автомобіль не зазнає відчутних коливань. Подібні нерівності слід класифікувати як макропрофіль, оскільки вони більше впливають на зміну режиму руху, ніж на комфортність ходу.

Наведений приклад свідчить про те, що оцінювати профіль дорожнього покриття лише на основі довжин нерівностей не завжди є практичним підходом. До того ж, необхідно адаптувати діапазон нерівностей відповідно до швидкості руху транспортного засобу. У зв'язку з цим, для розрахунків доцільніше застосовувати частоту збурення ν (рад/с), яка визначається за наступною залежністю [26-27]:

$$\nu = \frac{2\pi \cdot V_a}{S} \quad (1.1)$$

де S – довжина нерівності;

V_a – швидкість руху ТЗ.

Мікропрофіль дорожнього покриття зазвичай розглядається як випадкова функція, яка відповідає таким основним припущенням: функція є стаціонарною та ергодичною; координати мікропрофілю підкоряються нормальному закону розподілу; довжини нерівностей мають чітко визначені верхні та нижні межі; зміни мікропрофілю відбуваються випадковим чином виключно у вертикальній площині вздовж осі дороги q .

У випадку, коли автомобіль рухається зі сталою швидкістю V_a (м/с), можна перейти від випадкової функції до випадкового процесу, адже координата x пов'язана з часом як $x = V_a t$, м. Для характеристики випадкових процесів використовують ймовірнісні параметри, зокрема, функції розподілу та щільності

ймовірності, а також числові характеристики, відомі як моменти випадкових величин.

Для опису мікропрофілю дорожнього покриття зазвичай використовуються такі основні статистичні параметри [5-6]: середнє значення ординат мікропрофілю q_{cp} (яке відповідає математичному сподіванню); середньоквадратичне відхилення q_c або дисперсія значень ординат D_q ; спектральна щільність і кореляційна функція, що характеризують розподіл мікронерівностей уздовж дорожнього полотна.

Середня ордината мікропрофілю є показником середнього значення процесу q , що відображає загальний рівень нерівностей на дорожньому полотні. Вона визначається шляхом усереднення для великої кількості реалізацій, або ж за тривалий проміжок однієї конкретної реалізації профілю дороги довжиною L_q [2, 7].

$$q_{cp} = \frac{1}{L_q} \cdot \int_0^{L_q} q(x) \cdot dx \quad (1.2)$$

Середньоквадратичне відхилення q_c описує рівень розсіювання значень випадкового процесу навколо його середнього значення, тоді як дисперсія ординат D_q вказує на міру розкиду енергії цього процесу відносно середнього рівня. Дисперсія може бути обчислена шляхом усереднення або для множини реалізацій, або для однієї довготривалої реалізації профілю дороги на відрізку довжиною L_q [2, 7].

$$D_q = \frac{1}{L_q} \cdot \int_0^{L_q} q(x)^2 \cdot dx \quad (1.3)$$

Середньоквадратичні значення мікропрофілю дають змогу визначити максимальні амплітудні значення, які не перевищують певного рівня з заданою імовірністю [149].

1.5. Висновки

Аналіз інформації, що представлена в наведеному огляді, показує, що для забезпечення високих показників стійкості та плавності ходу КТЗ необхідно зменшити частоти та амплітуди вібрацій, зокрема пікові значення віброприскорень при переїзді одиничних нерівностей. Більшість робіт присвячені питанням поліпшення плавності ходу, у той час як питання поперечної стійкості та поперечної силової взаємодії КТЗ з опорною поверхнею висвітлено недостатньо. Таким чином, актуальною науково-практичною задачею є розроблення методології створення конструкції КТЗ, що, на відміну від існуючих, матимуть кращі показники плавності ходу, керованості і стійкості руху за умов їх простої конструкції та невисокої вартості, а також розроблення методів та підходів до дослідження вібраційного стану зазначених КТЗ в дорожніх умовах, що спрямовані на обґрунтування вибору їх параметрів.

РОЗДІЛ II

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ M1 І N1 З АДАПТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ

2.1 Синтез адаптивних підвісок транспортних засобів малої тоннажності

Пружні пристрої є важливими елементами підвіски автомобілів, які впливають на комфорт і безпеку водіння. Вони призначені для поглинання ударів і коливань, які виникають під час руху по дорозі. Проблеми з пружними і демпфуючими пристроями можуть призвести до різних негативних наслідків, включаючи погіршення керованості автомобіля, знос інших деталей підвіски, а також збільшення ризику дорожньо-транспортних пригод. Проблема полягає в тому, що пружні і демпфуючі пристрої підвіски піддаються зносу і втраті ефективності внаслідок різних чинників, таких як нерівність доріг, великі навантаження, агресивна експлуатація і час. Вирішення проблеми пов'язано з необхідністю розроблення окремих раціональних конструкцій, які б відповідали певним параметрам у царині досягнення якісних показників експлуатаційних властивостей автомобіля. Задля цього доцільно скористатись методикою структурно-схемного синтезу методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу для отримання відповідних технічних рішень.

Розробці способів та методів пошуку нових ідей технічного спрямування загалом, й зокрема у галузі автомобілебудування, присвячені праці В. Одріна, С. Картавова, Ю. Кузнєцова, Б. Гевка [8-9] та інших. На базі використаних методик було розроблено стендове обладнання для проведення досліджень підвіски автомобіля при статичному та динамічному навантаженнях [150]. Проте враховуючи потреби у покращенні безпеки та комфорту водіння, підвищення надійності і довговічності роботи елементів трансмісії автомобіля, а також економії витрат на його ремонт актуальним питанням залишається генерування

прогресивних конструкцій підвіски автотранспортних засобів з подальшим їх дослідженням і використанням.

З метою створення прогресивних конструкцій автомобільних підвісок, які б забезпечували підвищений комфорт і безпеку водіння за рахунок поглинання ударів і коливань, що виникають під час руху по дорозі, нами було проведено їх структурно-схемний синтез методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [8-9]. За аналізом роботи підвіски КТЗ було визначено окремі конструктивні ознаки та їх взаємозв'язки. Це дало змогу здійснити побудову відповідної морфологічної таблиці конструктивних ознак та елементів (табл. 2.1), з якої, у подальшому, експертним методом було створено модель механічної системи «Підвіска автотранспортного засобу» (рис. 2.1).

При цьому було виділено такі базові морфологічні конструктивні ознаки та елементи в підвісці автомобіля:

- амортизаційний принцип, який включає такі ознаки: тип амортизаційного принципу; тип амортизаційної речовини; отвори протікання гідравлічної речовини в поршні (їх площу і кількість); кількість камер; розташування камер; кількість електромагнітних котушок;

- тип пружного елемента, що складається з двох основних ознак, а саме: пружина, до конструктивних ознак якої віднесено такі ознаки як конструкція, геометричний переріз, жорсткість, направленість, кількість, розташування; пневмобалон, до конструктивних ознак якого віднесені геометричні параметри, керованість (адаптивність), конструкція, наповнення, жорсткість;

- демпфуючий елемент, який включає такі ознаки: розташування; кількість; матеріал; поєднання; конструктивні параметри.

Загальна кількість базових синтезованих варіантів при використанні даного методу визначається за формулою [8-9]:

$$N = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.1)$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; x – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня; q – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивної ознаки чи елементу певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки чи елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

Таблиця 2.1 - Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів амортизаторів та пружного пристрою підвіски автотранспортного засобу

Тип амортизатора	1. Тип		1.1. Гідравлічний; 1.2. Гідропневматичний; 1.3. Пневматичний; 1.4. Магніторідинний; 1.5. Гідровакуумний; 1.6. Пневмовакуумний.
	2. Тип амортизаційної речовини		2.1. Гідравлічні речовини низької в'язкості; 2.2. Гідравлічні речовини середньої в'язкості; 2.3. Гідравлічні речовини високої в'язкості; 2.4. Гідравлічні речовини з металевими частинками; 2.5. Гази низької в'язкості; газы середньої в'язкості; 2.6. Газы високої в'язкості.
	Отвори протікання гідравлічної речовини в поршні	3. Площа	3.1. Мала; 3.2. Середня; 3.3. Велика.
		4. Кількість	4.1. Низька; 4.2. Середня; 4.3. Значна.

Продовження таблиці 2.1.

Тип амортизатора	5. Кількість камер		5.1. Дві; 5.2. Три; 5.3. Чотири; 5.4. Більше чотирьох.
	6. Розташування камер		6.1. Послідовне; 6.2. Паралельне; 6.3. Послідовно-паралельне; 6.4. З бічним розташуванням.
	7. Кількість електромагнітних котушок		7.1. Дві; 7.2. Три; 7.3. Більше трьох.
Тип пружного елемента	Пружина	8. Конструкція	8.1. Циліндрична; 8.2. Конічна; 8.3. Еліпсна; 8.4. Телескопічна 8.5. Стрічкова стиснення; 8.6. Тарілчаста; 8.7. Кільцева; 8.8. Вигину.
		9. Геометричний переріз	9.1. Круглий; 9.2. Трикутний; 9.3. Квадратний; 9.4. Еліпсний; 9.5. Прямокутний; 9.6. Трапецеїдальний.
		10. Жорсткість	10. 1. Низька; 10.2. Середня. 10.3. Висока.

Продовження таблиці 2.1.

Тип пружного елемента	Пружина	11. Направленість	11.1. Лівонаправлена; 11.2. Правоноправлена.
		12. Кількість	12.1. Одна; 12.2. Дві; 12.3. Більше двох; 12.4. Комплект.
		13. Розташування	13.1. По зовнішньому контуру амортизатора; 13.2. У внутрішній частині амортизатора; 13.3. Збоку амортизатора.
	Пневмобалон	14. Геометричні параметри	14.1. Циліндричні; 14.2. Конічні; 14.3. Еліпсні; 14.4. Гофровані. 14.5. Фасонні.
		15. Керованість (адаптивність)	15.1. Не регульовані; 15.2. Регульовані; 15.3. Активні.
		16. Конструкція	16.1. Однокамерні; 16.2. Двокамерні; 16.3. Багатокамерні.
		17. Наповнення	17.1. Одинарні; 17.2. Подвійні (один в одному); 17.3. З додатковим внутрішнім елементом.
		18. Жорсткість	18. 1. Низька; 18.2. Середня. 18.3. Висока.

Закінчення таблиці 2.1.

Демпфуючий елемент	19. Розташування	19.1. Зверху; 19.2. Знизу; 19.3. По середині.
	20. Кількість	20.1. Один; 20.2. Два; 20.3. Три.
	21. Матеріал	21.1. Гума високоеластична; 21.2. Гума низькоеластична; 21.3. Гума поліреутанова; 21.4. Гума армована; 21.5. Пневмоподушка; 21.6. Масляна подушка; 21.7. Пружина.
	22. Поєднання	22.1. Однотипне; 22.2. Двотипне; 22.3. Багатотипне.
	23. Конструктивні параметри	23.1. Круглий профіль; 23.2. Трикутний профіль; 23.3. Квадратний профіль; 23.4. Еліпсний профіль; 23.5. Прямокутний профіль; 23.6. Трапецеїдальний профіль;. 23.7. Гофровані. 23.8. Фасонні.

$N_{АПА}$		$N_{АПА} = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i = 167$
I(1)	I(1) II(1) III(1) IV(1)	I(1)1 ₁ , I(1)1 ₂ , I(1)1 ₃ , I(1)1 ₄ , I(1)1 ₅ , I(1)1 ₆
II(1)		II(1)5 ₁ , II(1)5 ₂ , II(1)5 ₃ , II(1)5 ₄
III(1)		II(1)6 ₁ , II(1)6 ₂ , II(1)6 ₃ , II(1)6 ₄
IV(1)		III(1)15 ₁ , III(1)15 ₂ , III(1)15 ₃ IV(1)16 ₁ , IV(1)16 ₂ , IV(1)16 ₃
I(2)	I(2) II(2)	I(2)2 ₁ , I(2)2 ₂ , I(2)2 ₃ , I(2)2 ₄ , I(2)2 ₅ , I(2)2 ₆ I(2)3 ₁ , I(2)3 ₂ , I(2)3 ₃ I(2)4 ₁ , I(2)4 ₂ , I(2)4 ₃
II(2)		II(2)14 ₁ , II(2)14 ₂ , II(2)14 ₃ , II(2)14 ₄ , II(2)14 ₅
I(3)	I(3) II(3) III(3) IV(3) V(3) VI(3) VII(3) VIII(3) IX(3) X(3) XI(3) XII(3) XIII(3)	I(3)7 ₁ , I(3)7 ₂ , I(3)7 ₃
II(3)		II(3)8 ₁ , II(3)8 ₂ , II(3)8 ₃ , II(3)8 ₄ , II(3)8 ₅ , II(3)8 ₆ , II(3)8 ₇ , II(3)8 ₈
III(3)		III(3)9 ₁ , III(3)9 ₂ , III(3)9 ₃ , III(3)9 ₄ , III(3)9 ₅ , III(3)9 ₆
IV(3)		IV(3)10 ₁ , IV(3)10 ₂ , IV(3)10 ₃
V(3)		V(3)11 ₁ , V(3)11 ₂
VI(3)		VI(3)12 ₁ , VI(3)12 ₂ , VI(3)12 ₃ , VI(3)12 ₄
VII(3)		VII(3)13 ₁ , VII(3)13 ₂ , VII(3)13 ₃
VIII(3)		VIII(3)17 ₁ , VIII(3)17 ₂ , VIII(3)17 ₃
IX(3)		IX(3)18 ₁ , IX(3)18 ₂ , IX(3)18 ₃
X(3)		X(3)19 ₁ , X(3)19 ₂ , X(3)19 ₃
XI(3)		XI(3)20 ₁ , XI(3)20 ₂ , XI(3)20 ₃ XI(3)21 ₁ , XI(3)21 ₂ , XI(3)21 ₃ , XI(3)21 ₄ , XI(3)21 ₅ , XI(3)21 ₆ , XI(3)21 ₇
XII(3)		XII(3)22 ₁ , XII(3)22 ₂ , XII(3)22 ₃
XIII(3)		XIII(3)23 ₁ , XIII(3)23 ₂ , XIII(3)23 ₃ , XIII(3)23 ₄ , XIII(3)23 ₅ , XIII(3)23 ₆ , XIII(3)23 ₇ , XIII(3)23 ₈

Рисунок 2.1 - Модель механічної системи «Підвіска автотранспортного

засобу»: I - XIII – підгрупи ієрархічного рівня;

(1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні

Використавши дані моделі механічної системи «Підвіска автотранспортного засобу» (рис. 2.1) загальна кількість базових генерованих варіантів підвіски автотранспортного засобу становитиме:

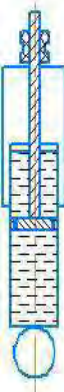
$$\begin{aligned}
 N_{\text{ПІД}} = & \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline 1.3 \\ \hline 1.4 \\ \hline 1.5 \\ \hline 1.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 5.1 \\ \hline 5.2 \\ \hline 5.3 \\ \hline 5.4 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline 6.3 \\ \hline 6.4 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 15.1 \\ \hline 15.2 \\ \hline 15.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 16.1 \\ \hline 16.2 \\ \hline 16.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline 2.3 \\ \hline 2.4 \\ \hline 2.5 \\ \hline 2.6 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 3.1 \\ \hline 3.2 \\ \hline 3.3 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline 4.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 14.5 \\ \hline 14.5 \\ \hline 14.5 \\ \hline 14.5 \\ \hline 14.5 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline 7.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 8.1 \\ \hline 8.2 \\ \hline 8.3 \\ \hline 8.4 \\ \hline 8.5 \\ \hline 8.6 \\ \hline 8.7 \\ \hline 8.8 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline 9.3 \\ \hline 9.4 \\ \hline 9.5 \\ \hline 9.6 \\ \hline \end{array} + \\
 & + \begin{array}{|c|} \hline 10.1 \\ \hline 10.2 \\ \hline 10.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 12.1 \\ \hline 12.2 \\ \hline 12.3 \\ \hline 12.4 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 13.1 \\ \hline 13.2 \\ \hline 13.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 17.1 \\ \hline 17.2 \\ \hline 17.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 18.1 \\ \hline 18.2 \\ \hline 18.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 19.1 \\ \hline 19.2 \\ \hline 19.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 20.1 \\ \hline 20.2 \\ \hline 20.3 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 21.1 \\ \hline 21.2 \\ \hline 21.3 \\ \hline 21.4 \\ \hline 21.5 \\ \hline 21.6 \\ \hline 21.7 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 22.1 \\ \hline 22.2 \\ \hline 22.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 23.1 \\ \hline 23.2 \\ \hline 23.3 \\ \hline 23.4 \\ \hline 23.5 \\ \hline 23.6 \\ \hline 23.7 \\ \hline 23.8 \\ \hline \end{array} = 167.
 \end{aligned}$$

При генерування конструкцій окремих типів підвіски автотранспортного засобу з основним типам проєктованих амортизаторів ми розділили конструктивні ознаки та елементи з морфологічної таблиці 1 у відповідності до кожного типу і за аналогічною методикою визначили кількість базових генерованих варіантів конструктивних ознак та елементів підвіски автотранспортного засобу з основним типам проєктованих амортизаторів (табл. 2.2).

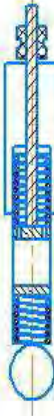
Використовуючи даний метод синтезу нами було розроблено і досліджено конструкції гідропневматичних амортизаторів з активним пневмобалоном та демпфуючими елементами (рис. 2.2), які у порівнянні з традиційними

амортизаторами володіли високою адаптивністю та вібраційною стійкістю [2, 6, 156].

Таблиця 2.2 - Відповідність конструктивних ознак та елементів підвіски автотранспортного засобу з основним типам проєктованих амортизаторів

№	Тип	Приклади схем з конструктивними елементами	Кодовані конструктивні ознаки та елементи з табл. 1	Загальна кількість базових генерованих варіантів
1	2	3	4	5
1	Гідравлічний		2.1-2.4; 3.1-3.3; 4.1-4.3; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{ГПАА} = 130$.
2	Гідро-пневматичний		2.1-2.6; 3.1-3.3; 4.1-4.3; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{ГПАПА} = 148$.

Закінчення таблиці 2.2.

1	2	3	4	5
3	Пневматичний		2.5; 2.6; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{ПАПА} = 96.$
4	Магніто-рідинний		2.1-2.4; 3.1-3.3; 4.1-4.3; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 7.1-7.3; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{МРАПА} = 133.$
5	Гідровакуумний		2.1-2.4; 3.1-3.3; 4.1-4.3; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{ГВАПА} = 130.$
6	Пневмо-вакуумний		2.5; 2.6; 5.1-5.4; 6.1-6.4; 8.1-8.8; 9.1-9.6; 10.1-10.3; 11.1; 11.2; 12.1-12.4; 13.1-13.3; 14.1-14.5; 15.1-15.3; 16.1-16.3; 17.1-17.3; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1-20.3; 21.1-21.7; 22.1-22.3; 23.1-23.8.	$N_{ПВАПА} = 96.$

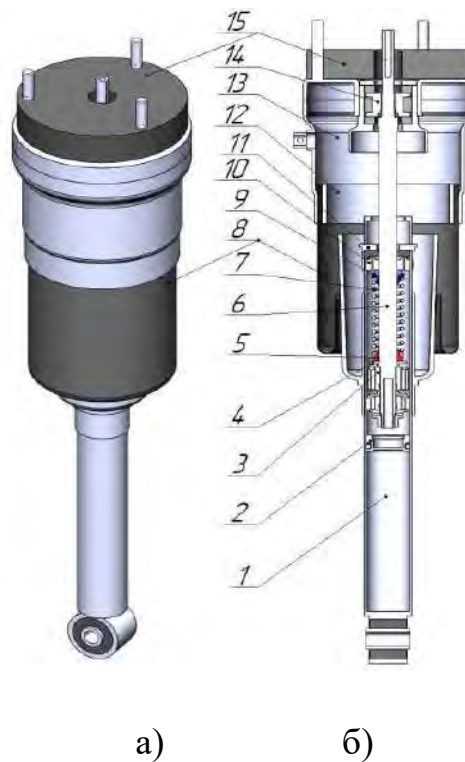


Рисунок 2.2 – Конструкційна схема гідропневматичної підвіски з активним пневмобалоном та демпфуючими елементами:

1 – корпус; 2 – плаваючий поршень; 3 – поршень; 4 – шайба; 5 – упор пружини нижній; 6 – шток поршня; 7 – пружина; 8 – гумовий балон; 9 – упор пружини верхній; 10 – направляюча штока; 11 – кришка; 12 – фіксуюче кільце; 13 – верхня частина амортизатора; 14 – втулка; 15 – демпфуючий елемент

Для підтвердження гіпотези, що розроблені амортизатори з активним пневмобалоном та демпфуючими елементами в значній мірі виступають гасниками коливань, була синтезована підвіска автомобіля і розроблено експериментальний стенд для її дослідження.

Таким чином, проведено структурно-схемний синтез підвіски автотранспортних засобів методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримано шість базових видів підвіски з оригінальними типами амортизаторів (гідравлічного, гідропневматичного, пневматичного, магніторідинного, гідровакуумного та пневмовакуумного типу).

2.2 Розробка математичної моделі для визначення плавності ходу автомобіля з нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання

Загальні положення

До колісних транспортних засобів малої тоннажності, що експлуатуються як в хороших, так і у складних умовах руху ставляться значно жорсткіші вимоги щодо їх експлуатаційних характеристик. Вони стосуються не тільки двигуна, трансмісії та інших вузлів чи систем, а в першу чергу підвіски. Остання повинна забезпечити належну плавність ходу та захистити людей, вантажі та спорядження від перевантажень (надмірних коливань [10-12, 27-28, 157]). Система підвіски таких транспортних засобів із лінійним або близьким до нього законом зміни відновлюючої сили не тільки не захищає від значних перевантажень (у т.ч. миттєвих), але й призводить до значної втоми водія чи людей при довготривалих перевезеннях.

Експериментальні та окремі теоретичні дослідження вказують на те, що характеристика пружної сили, яка діє на підресорену масу, повинна задовольняти певним умовам - бути малою для незначних деформацій підвіски і стрімко зростати при значних. Таким вимогам задовольняє підвіска із нелінійним зв'язком між відновлювальною силою та деформацією [63, 66,] (прогресивна силова характеристика системи підресорювання (СП)). Однак дослідження динаміки КТЗ із нелінійною силовою характеристикою не отримало завершеного розвитку через суто математичні проблеми, які пов'язані із побудовою розв'язків нелінійних диференціальних рівнянь, які описують динаміку процесу.

Окремі дослідження [27-28], які стосуються вертикальних та поперечно - кутових коливань КТЗ за прогресивного закону зміни пружної характеристики СП, вказують на їх принципову різницю у порівнянні із коливаннями підресореної маси (ПМ) за лінійної характеристики СП. Це в першу чергу стосується залежності частоти власних коливань від амплітуди, а відтак – умови

існування резонансних коливань, залежності резонансної амплітуди від нелінійної силової характеристики та ін. Отримати такі узагальнюючі результати з використанням чисельного аналізу відповідних нелінійних математичних моделей динаміки підресореної маси КТЗ є складним завданням. Основним завданням роботи є розроблення методики для аналізу впливу нелінійних силових характеристик СП на динаміку ПМ, яка була б базовою для створення нових чи вдосконалення існуючих підвісок. Такий підхід є найбільш обґрунтованим і ресурсо- (матеріально) ощадливим.

Для КТЗ, загальний вигляд якого наведено на рис 1.1, необхідно отримати такі аналітичні залежності, які б слугували базою для створення програмного продукту керованої системи підресорювання з метою:

- мінімізації динамічних навантажень на людей та вантажі, які транспортуються;

- забезпечення максимальної швидкості стійкого руху під час маневрування КТЗ, об'їзда нерівностей, руху вздовж криволінійних ділянок шляху.

Основні припущення щодо фізичної моделі та руху досліджуваного об'єкту [24]:

1. Усі точки підресореної маси рухаються у вертикальних площинах, які перпендикулярні до вектора швидкості руху КТЗ, до того ж останній є сталою величиною.

2. Непідресорена маса є значно меншою від маси підресореної і нею у процесі розв'язування задачі нехтуємо.

3. Силові характеристики правого та лівого бортів системи підресорювання є ідентичними та описуються залежностями:

$$F_i\left(\Delta_i, \frac{d\Delta_i}{dt}\right) = \left(\alpha_i + \chi_i \left(\frac{d\Delta_i}{dt}\right)^{\nu_1}\right) \Delta_i^{\nu_2+1} - \text{сила опору пружних пристроїв підвіски,}$$

$$R_i\left(\frac{d\Delta_i}{dt}\right) = \gamma_i \left|\frac{d\Delta_i}{dt}\right|^s \frac{d\vec{\Delta}_i}{dt} - \text{сила опору демпферних пристроїв, в яких } \alpha_i, \beta_i, \gamma_i$$

v_j - сталі, причому їх значення такі, що забезпечують коливальний рух ПМ (на них зупинимось дещо нижче), Δ , та $\frac{d\vec{\Delta}_i}{dt}$ відповідно деформація та швидкість деформації пружних пристроїв чи демпферних пристроїв.

4. Максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншими за максимальних значень пружних пристроїв підвіски.

5. Максимальні деформації пружних шин набагато менші від максимальних деформацій пружних пристроїв, тому ними нехтуємо.

6. Збурення руху ПМ враховуються початковими умовами у відповідних математичних моделях.

7. Горизонтальні переміщення центру мас ПМ КТЗ є значно меншими як вертикальні і ними можна знехтувати.

Наведені вище обмеження дають можливість стверджувати, що відносний рух ПМ КТЗ є плоско-паралельним, а отже її положення однозначно визначається положенням центру мас (т. О) та кутом повороту $\varphi(t)$ навколо центру О. Положення центру мас в довільний момент часу (із урахуванням наведених вище обмежень) найбільш зручно визначати відносно статичного положення координатою - $z(t)$. Таким чином, для побудови математичної моделі відносного руху ПМ можна використати рівняння Лагранжа II – го роду. Відповідно до вибраних узагальнених координат кінетична енергія ПМ у відносному її русі T набуває вигляду

$$T = M \frac{\dot{z}^2(t)}{2} + I_C \frac{\dot{\varphi}^2(t)}{2} . \quad (2.2)$$

де M - маса підресореної частини, а I_C - її момент інерції відносно поперечної осі, яка проходить через центр мас і паралельна до вектору швидкості переносного руху.

Що стосується узагальнених сил, які відповідають вибраним узагальненим координатам, то для їх знаходження, перш за все, виразимо їх через вказані координати та геометричні параметри КТЗ:

- вектори відносних переміщень ($\vec{\Delta}_1$, $\vec{\Delta}_2$) точок приєднання пружних пристроїв до ПМ із початкового її положення у довільне :

$$\begin{aligned}\vec{\Delta}_1 &= \vec{j}l_1\varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \vec{k}\left[z + l_1\varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right)\right], \\ \vec{\Delta}_2 &= \vec{j}l_2\varphi \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{k}\left[z - l_2\varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right)\right];\end{aligned}\quad (2.3)$$

- відносні швидкості точок, які співпадають із кінцями вказаних векторів ($\dot{\vec{\Delta}}_1$, $\dot{\vec{\Delta}}_2$)

$$\begin{aligned}\dot{\vec{\Delta}}_1 &= \vec{j}l_1\dot{\varphi} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) - \vec{j}l_1\varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + \vec{k}\left[\dot{z} + l_1\dot{\varphi} \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right) + l_1\varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \cos\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right)\right], \\ \dot{\vec{\Delta}}_2 &= \vec{j}l_2\dot{\varphi} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{j}l_2\varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + \vec{k}\left[\dot{z} - l_2\dot{\varphi} \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right) + l_2\varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \cos\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right)\right];\end{aligned}\quad (2.4)$$

- деформації пружних елементів δ_1 , δ_2

$$\delta_1 = \sqrt{(z^*)^2 + l_1^2\varphi^2 + 2z^*l_1\varphi \sin\left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1\right)},\quad (2.5)$$

$$\delta_2 = \sqrt{(z^*)^2 + l_2^2\varphi^2 - 2z^*l_2\varphi \sin\left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2}\right)},$$

де $z^* = z - \Delta_{cm}$, Δ_{cm} – статична деформація пружних елементів, $l_1, l_2, \beta_1, \beta_2$ – геометричні параметри, які характеризують розміщення пружних елементів

щодо центру мас, $\vec{k}, \vec{j}$ – одиничні орти напрямлені відповідно вздовж осей нерухомої системи відліку OZ та OY (див. рис. 2.4).

У випадку симетричного розміщення центру мас ПМ відносно пружних елементів $l_1 = l_2$ та $\beta_1 = \beta_2$.

Співвідношення (2.3) - (2.5), а також припущення щодо силових характеристик системи підресорювання, дають змогу активні складові сил, які діють на ПМ ($\vec{F}_1$ та $\vec{F}_2$), представити у вигляді

$$\begin{aligned}\vec{F}_1 &= \delta_1^{v_2} \left(\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{v_1} \right) \left(\vec{j} l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \vec{k} \left[z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right] \right), \\ \vec{F}_2 &= \delta_2^{v_2} \left(\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{v_1} \right) \left(\vec{j} l_2 \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \vec{k} \left[z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right)\end{aligned}\quad (2.6)$$

Сума проекцій вказаних сил та сили тяжіння від підресореної частини на вертикальну вісь (CZ) буде не чим іншим як активною складовою узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті z , тобто

$$\begin{aligned}Q_z^a &= \delta_1^{v_2} \left(\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{v_1} \right) \left(z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \\ &+ \delta_2^{v_2} \left(-\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{v_1} \right) \left(z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) - P.\end{aligned}\quad (2.7)$$

Активну складову узагальненої сили, яка відповідає узагальненій координаті φ , тобто Q_φ^a визначимо на базі наступних міркувань [11]: з одного боку робота активних сил, що діють на ПМ на можливому переміщенні вказаної узагальненої координати $\delta\varphi$, визначається співвідношенням, $\delta A_\varphi^a = Q_\varphi^a \delta\varphi$ а з іншого боку - $\delta A_\varphi^a = M_C^a \delta\varphi$, де M_C^a - сума моментів активних сил, які діють на

підресорену частину відносно центру мас. Остання величина, відповідно до теореми Варінійона [10], визначається залежністю

$$M_C^a = F_{1z}^a y_1 - F_{1y}^a z_1 + F_{2z}^a y_2 - F_{2y}^a z_2, \quad (2.8)$$

де F_{1y}^a, F_{1z}^a та F_{2y}^a, F_{2z}^a – проекції на осі OY та OZ активних сил, які діють на праву та ліву частини ПЧ КТЗ; y_1, z_1 та y_2, z_2 – координати точок прикладання цих сил, тобто $y_1 = l_1 \sin \beta_1$, $z_1 = -l_1 \cos \beta_1$; $y_2 = -l_2 \sin \beta_2$, $z_2 = -l_2 \cos \beta_2$.

Таким чином, $Q_\phi^a = F_{1z}^a y_1 - F_{1y}^a z_1 + F_{2z}^a y_2 - F_{2y}^a z_2$.

Якщо в останню залежність підставити відповідні величини, отримаємо

$$\begin{aligned} Q_\phi^a = & (\alpha_1 + \chi_1 \dot{\Delta}_1^{v_1}) \left((z^*)^2 + l_1^2 \varphi^2 + 2z^* l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right)^{\frac{v_2}{2}} \times \\ & \times \left\{ l_1 \sin \beta_1 \left(z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + l_1 \cos \beta_1 \left(z^* + l_1 \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right\} + \\ & + (\alpha_2 + \chi_2 \dot{\Delta}_2^{v_1}) \left((z^*)^2 + l_2^2 \varphi^2 - 2z^* l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right)^{\frac{v_2}{2}} \times \\ & \times \left\{ -l_2 \sin \beta_2 \left(z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) + l_2 \cos \beta_2 \left(z^* - l_2 \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right\} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Поступаючи подібним чином як і для активних складових відновлюючої сили, отримаємо пасивні складові узагальнених сил

$$\begin{aligned} Q_{iz}^\Pi = & -\gamma_i |\bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\varphi})| \times \\ & \times \left[2\dot{z} + \dot{\varphi} \left(l_1 \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - l_2 \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) + \varphi \frac{\dot{\varphi}}{2} \left(l_1 \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + l_2 \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right], \\ Q_\varphi^\Pi = & -\gamma_i |\bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\varphi})| \left\{ l_1 \left[\dot{z} + \dot{\varphi} l_1 \left(\sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) + \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\sin \beta + \varphi \cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) - \right. \\ & \left. - l_1^2 \left[\dot{\varphi} \left(\cos \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) - \frac{\varphi}{2} \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) \right] \left(\cos \beta - \varphi \sin \left(\frac{\varphi}{2} + \beta_1 \right) \right) + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +l_2 \left[\dot{z} - \dot{\phi} l_2 \left(\sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) - \frac{\varphi}{2} \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \left(\sin \beta_2 - \varphi \cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) - \\
& - l_2^2 \left[\dot{\phi} \left(\cos \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\varphi}{2} \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \right] \left(\cos \beta_2 + \varphi \sin \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} \right) \right) \Big\}. \quad (2.10)
\end{aligned}$$

У наведених вище співвідношеннях $\bar{f}_i(\varphi, \dot{z}, \dot{\phi})$ – відомі функції, що визначаються відповідно до припущень, які стосуються сили опору демпферних пристроїв. Таким чином, коливальний процес підресореної маси описується системою диференціальних рівнянь, в яких праві частини визначаються відповідно до співвідношень (2.8) – (2.10).

$$\begin{aligned}
M \frac{d^2 z}{dt^2} &= Q_z^a + Q_z^\Pi, \\
I_c \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= Q_\varphi^a + Q_\varphi^\Pi
\end{aligned} \quad (2.11)$$

Отримати аналітичний розв'язок отриманої системи нелінійних диференціальних рівнянь не вдається. Тому нижче розглянемо окремо тільки вертикальні та поздовжньо – кутові коливання ПМ.

2.2.2 Вертикальні коливання ПМ автомобіля

Вертикальні коливання мають місце за умови, що їх збурення зумовлені нерівностями шляху, які ідентичні під правим та лівим колесами. У математичній моделі динаміки ПМ це еквівалентно $\varphi \equiv 0$. Вказане, а також умови накладені на силові чинники, які діють на ПМ КТЗ дозволяють перше диференціальне рівняння системи (2.11) подати у вигляді

$$\ddot{z}^* + \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1} = -g + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} - \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{M} |\dot{z}^*|^s \dot{z}^* \quad (2.12)$$

Треба відзначити, що максимальне значення правої частини диференціального рівняння (2.12) є малою величиною у порівнянні із

максимальним значенням функції $g(z, \dot{z}) = \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1}$. Вказане є підставою для застосування загальних положень теорії збурень нелінійних диференціальних рівнянь із “малою” правою частиною [29-30]. Ефективність використання вказаних методів залежить від можливості побудови у явному вигляді розв’язку незбуреного аналогу розглядуваного рівняння. Для нелінійного диференціального рівняння вертикальних коливань ПМ - це рівняння

$$\ddot{z}^* + \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} (z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1} = 0. \quad (2.13)$$

Як збурене, так і незбурене диференціальні рівняння мають описувати коливальні процеси ПМ, а необхідна умова існування указанного типу розв’язку у (2.12) є непарність за узагальненою координатою неконсервативної відновлювальної сили, тобто $(-z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1} = -(z^*)^{\nu_2+1} (\dot{z}^*)^{\nu_1}$. Таким чином, диференціальні рівняння (2.13), як і (2.12) будуть описувати коливальний процес, якщо $\nu_i + 1 = (2p_i + 1) / (2q_i + 1)$, $p_i, q_i = 0, 1, 2, \dots$. За виконання вказаної умови періодичний розв’язок рівняння (2.13) описується [116] за допомогою періодичних Ateb- функцій [113, 118] у вигляді

$$z^*(t) = asa \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1 - \nu_1}, \omega(a)t + \theta \right) \quad (2.14)$$

де a – амплітуда;

$\omega(a)t + \theta$ – фаза;

θ – початкова фаза,

$\omega(a)$ – власна частота коливань.

Остання, як і для більшості нелінійних коливальних систем, залежить від амплітуди та визначається співвідношенням

$$\omega(a) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{\chi_1 + \chi_2}{M} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}. \quad (2.15)$$

Якщо у виразі для власної частоти вертикальних коливань перейти до більш зручного поняття як “жорсткість”, а саме до статичної деформації, то отримаємо

$$\omega(a) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{(\chi_1 + \chi_2)g}{(\alpha_1 + \alpha_2)\Delta_{cm}^{\nu_2 + 1}} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}. \quad (2.16)$$

Про достовірність наведених вище результатів вказує наступне: при $\nu_1 = 0$ із них впливають параметри, які стосуються нелінійної консервативної системи [30], а при $\nu_1 = \nu_2 = 0$ - лінійної характеристики пружних елементів підвіски. Крім того, при $\nu_1 = -\nu_2$ власна частота коливань ПМ не залежить від амплітуди. Це означає, що у випадку нелінійної неконсервативної сили СП, яка змінюється відповідно до закону $F_i \left(\Delta_i, \frac{d\Delta_i}{dt} \right) = \left(\alpha_i + \chi_i \left(\frac{d\Delta_i}{dt} \right)^{\nu} \right) \Delta_i^{1-\nu}$, динамічний процес СП є ізохронним.

Отримана вище залежність служить одночасно базою для створення програмного продукту керування нелінійною неконсервативною відновлювальною силою пружних елементів з метою забезпечення найбільш комфортних умов перевезення пасажирів. Найбільш комфортними умовами перевезення пасажирів є ті, за яких частота коливань ПМ КТЗ змінюється в межах $0.8 < f < 1.5$ Гц [114]. Тому, якщо за основний параметр керування частотою вибрати статичну деформацію системи підресорювання, то вона як функція амплітуди вертикальних коливань визначається співвідношенням

$$\Delta_{cm} = \left[\frac{(2 - \nu_1)(\chi_1 + \chi_2)g}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)(\alpha_1 + \alpha_2)} \left(\frac{(\nu_2 + 2)}{4\pi f} \right)^{2 - \nu_1} a^{\nu_1 + \nu_2} \right]^{\frac{1}{\nu_2 + 1}}, \quad (2.17)$$

де $\Pi = \frac{\Gamma(1/(\nu_2 + 2))\Gamma((1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}{\Gamma(1/(\nu_2 + 2) + (1 - \nu_1)/(2 - \nu_1))}$ - півперіод за фазою використаних спеціальних Ateb - функцій.

На рис.2.4 представлено, відповідно до залежності (2.17), закони зміни статичної деформації пружного пристрою (основного параметру керованої СП), за яких частота власних коливань ПМ приймає найбільш сприятливі для людського організму значення.

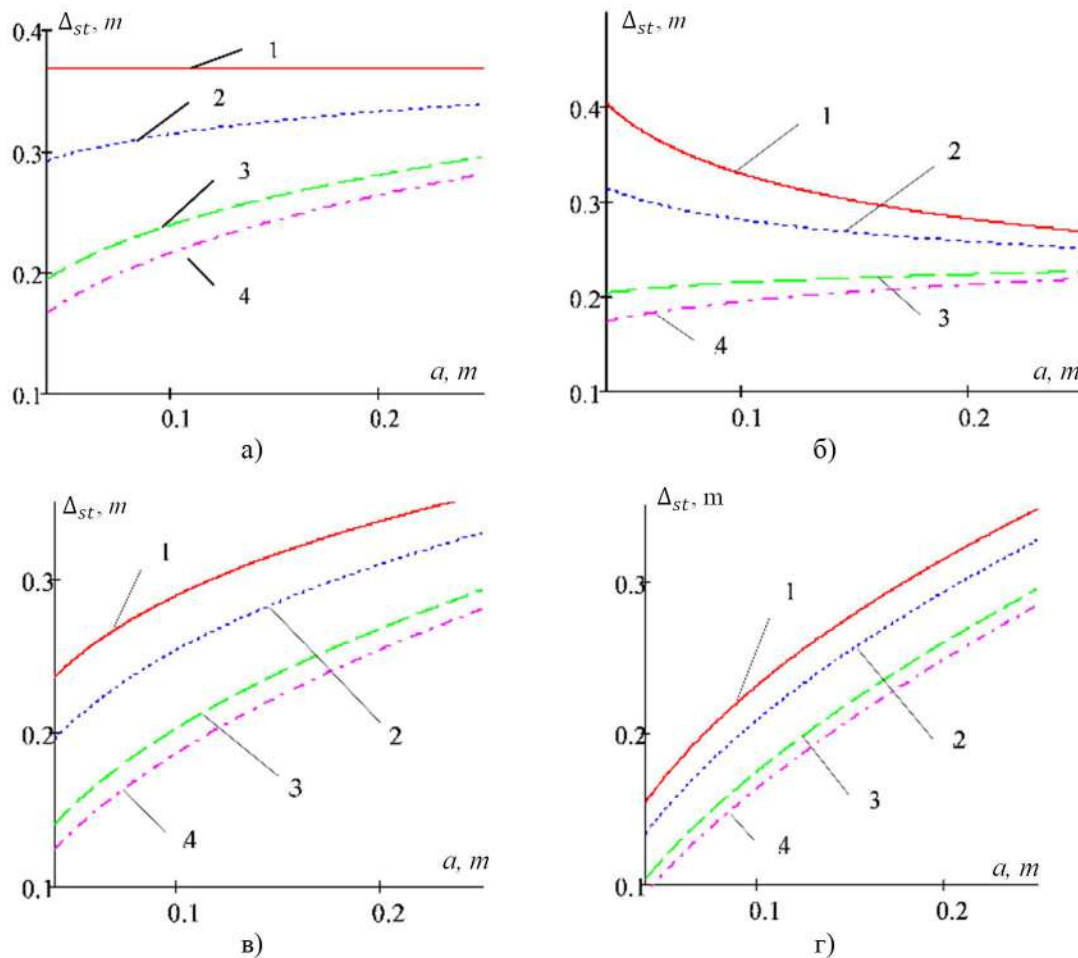


Рисунок 2.4 – Залежність статичної деформації від амплітуди вертикальних коливань керованої СП КТЗ із неконсервативною силовою характеристикою системи підресорення:

а – $\nu_1 = -2/7$; б – $\nu_1 = -4/7$; в – $\nu_1 = 0$; г – $\nu_1 = 2/7$; 1 – $\nu_1 = 2/7$; 2 – $\nu_2 = 2/5$; 3 – $\nu_3 = 2/3$; 4 – $\nu_4 = 4/5$

Наведені графічні залежності показують, що з метою задоволення ергономічних вимог по частоті вертикальних коливань необхідно у випадку великих амплітуд коливань ПМ ($a > 0.1 \text{ м}$): вибирати СП із статичною деформацією $0.2 < \Delta_{cm} < 0.35 \text{ м}$ у випадках прогресивної силової характеристики СП (при $\nu_1 = 0$; $0.1 < \nu_2 < 1$) та неконсервативної при $-0.4 < \nu_1 < 0$; $0 < \nu_2 < 1$. Що стосується малих амплітуд коливань, то для прогресивної системи підресорювання та неконсервативної із значенням параметрів $-0.4 < \nu_1 < 1$, $0 < \nu_2 < 1$ – необхідно щоб для системи підресорювання статична деформація пружних амортизаторів змінювалась в межах $0.1 < \Delta_{cm} < 0.2 \text{ м}$, а у випадку $-0.7 < \nu_1 < -0.4$, $0 < \nu_2 < 1$ – в межах $0.25 < \Delta_{cm} < 0.4 \text{ м}$.

Значний практичний інтерес, як впливає із представлених нижче на рис. 2.5 залежностей, становить СП із значенням силових параметрів її неконсервативної відновлювальної сили: $\nu_1 = -\nu_2$ та $\nu_2 = 0$, $0 < \nu_1 < 1$.

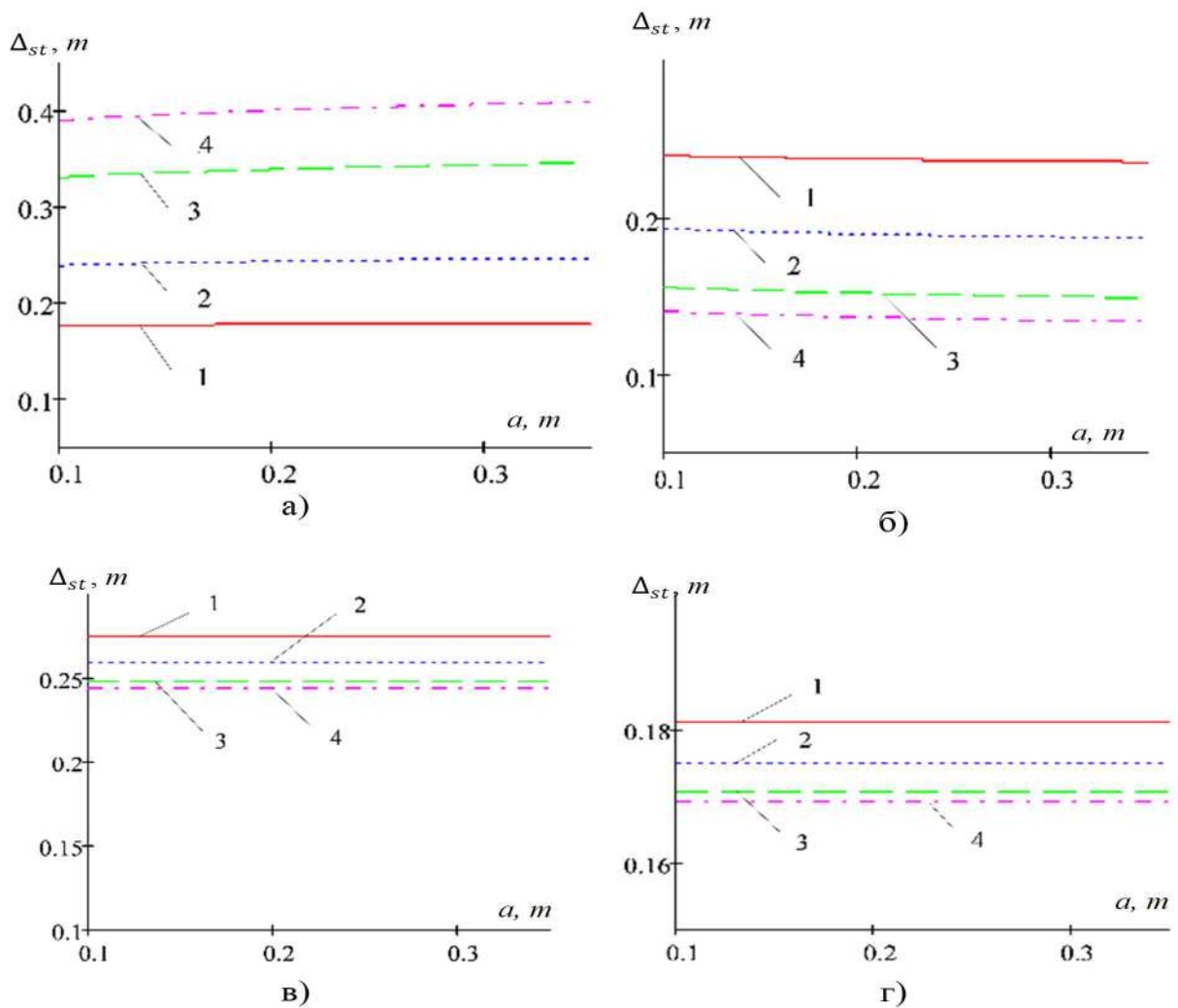


Рисунок 2.5 – Залежність статичної деформації від амплітуди вертикальних коливань керованої СП КТЗ $\nu_1 = -\nu_2$ та $\nu_2 = 0, 0 < \nu_1 < 1$:

а – $\nu_2 = 0$; $f = 1.5$; б – $\nu_2 = 0$; $f = 1.0$; в – $\nu_2 > 0$; $f = 1.0$; г – $\nu_2 > 0$; $f = 1.25$; 1 – $\nu_1 = 2/13$; 2 – $\nu_2 = 4/13$; 3 – $\nu_3 = 6/13$; 4 – $\nu_4 = 8/15$

Для такої СП ергономічні вимоги по частоті коливань виконуються за сталого значення статичної деформації не залежно від амплітуди коливань ПМ.

Отримані вище залежності служать одночасно базою для визначення амплітуди початкового збурення вертикальних коливань за умови, що нерівності шляху під правим та лівим колесами мають ідентичні профілі.

Якщо вважати, що останні описуються співвідношенням $z = h \sin \frac{\pi}{l} x$, а КТЗ рухається зі сталою за величиною швидкістю V , то відносна складова початкової швидкості ПМ з одного боку рівна $V_0 = V \sin \alpha_0$, (α_0 – значення кута нахилу

дотичної до нерівності у момент входження колеса на нерівність), а із іншого –

$$V_0 = \frac{dz^*}{dt} \Big|_{t=0} = \frac{2a_0}{v_2 + 2} \omega(a_0). \text{ Наведене у сукупності, дозволяє для визначення}$$

амплітуди початкового збурення α_0 у випадку пологих нерівностей ($h \ll l$)

отримати співвідношення

$$a_0 = \left(V \frac{h\pi}{l} \right)^{\frac{2-v_1}{2+v_2}} \left(\frac{(1-v_1)(v_2+2)(\alpha_1+\alpha_2)\Delta_{cm.}^{v_2+1}}{(2-v_1)(\chi_1+\chi_2)g} \right)^{\frac{1}{v_2+2}}. \quad (2.18)$$

Відповідно до залежності (2.18), на рис.2.6 і рис.2.7 представлено залежність амплітуди початкового збурення від швидкості руху V (рис.2.6) та статичної деформації (рис.2.7) за різних значень силових параметрів СП КТЗ.

Представлені залежності показують, що амплітуда початкового збурення коливань ПМ КТЗ під час наїзду на нерівність для :

- більших швидкостей руху є меншою;

- у випадку прогресивної чи регресивної силових характеристик більшим значенням параметру v_2 відповідає більше значення амплітуди початкового збурення;

- д

л

я

- СП із більшим значенням статичної деформації пружних елементів Відвіски відповідає більше значення амплітуди початкового збурення до того ж

Для прогресивної силової її характеристики і для $v_1 > 0$ і $v_2 > 0$; $v_1 < 0$ і $v_2 > 0$

Воно є більшим за амплітуду початкового збурення СП із лінійною силовою

характеристикою, а для регресивної та випадків $v_1 < 0$ і $v_2 < 0$; $v_1 > 0$ і $v_2 < 0$ –

меншою.

к

у

$v_1 > 0$

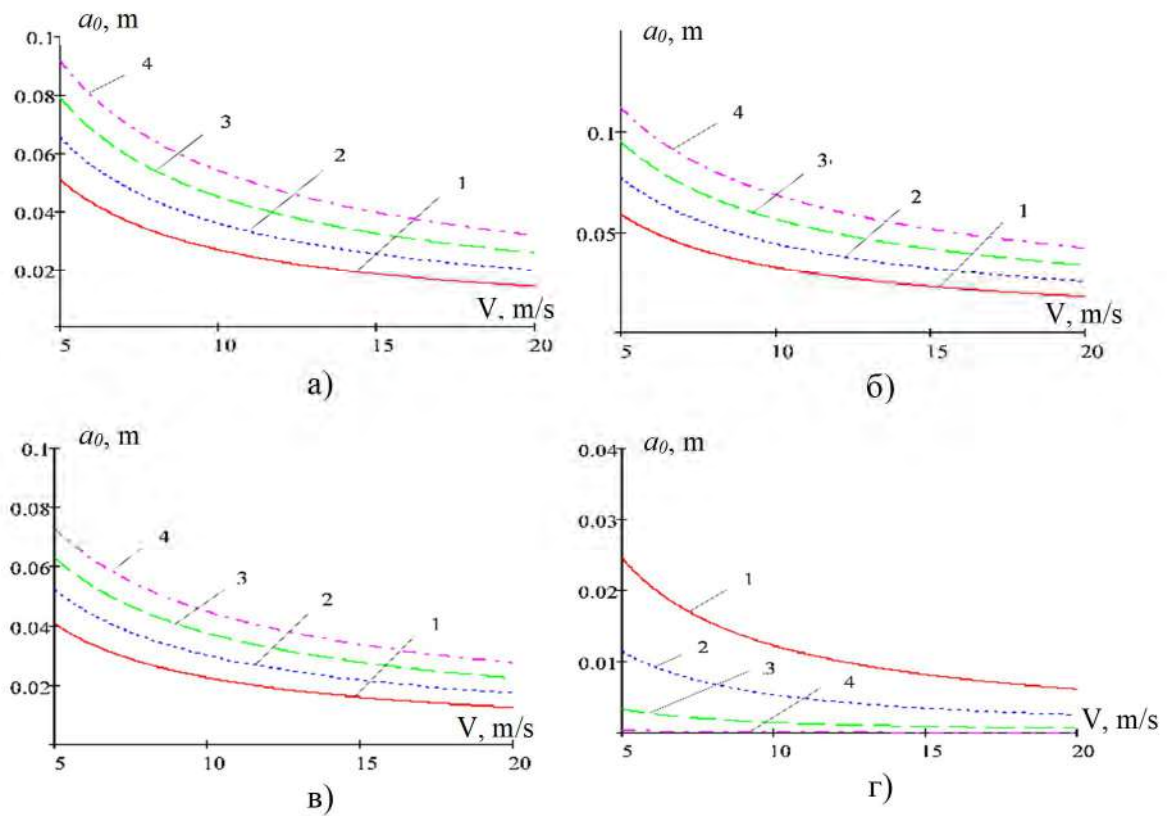


Рисунок 2.6 – Залежності амплітуди початкового збурення від швидкості входження на нерівність:

а – $v_1 = 0, h = 0.2, l = 3, \Delta = 0.2$; 1 – $v_1 = 2/13$; 2 – $v_2 = 4/13$; 3 – $v_3 = 6/13$; 4 – $v_4 = 8/13$; б – $v_1 = 2/13, h = 0.2, l = 3, \Delta = 0.3$; 1 – $v_1 = 2/13$; 2 – $v_2 = 4/13$; 3 – $v_3 = 6/13$; 4 – $v_4 = 8/13$; в – $v_1 = 2/13, h = 0.2, l = 3, \Delta = 0.15$; 1 – $v_1 = 2/13$; 2 – $v_2 = 4/13$; 3 – $v_3 = 6/13$; 4 – $v_4 = 8/13$ г – $v_1 = 2/13, h = 0.2, l = 3, \Delta = 0.3$; 1 – $v_1 = -2/13$; 2 – $v_2 = -4/13$; 3 – $v_3 = -6/13$; 4 – $v_4 = -8/13$

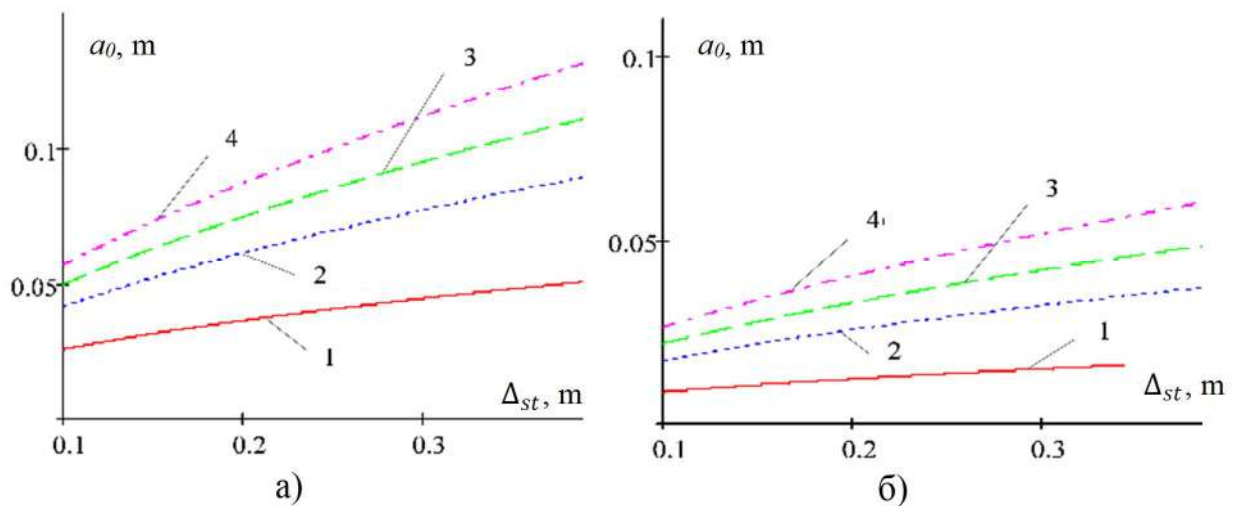


Рисунок 2.7 – Залежності амплітуди початкового збурення від величини статичної деформації СП:

а – $\nu_1 = 0, h = 0.2, l = 3, V = 5$; 1 – $\nu_1 = 0$; 2 – $\nu_2 = 4/13$; 3 – $\nu_3 = 6/13$; 4 – $\nu_4 = 8/13$;
 б – $\nu_1 = 2/3, h = 0.2, l = 3, V = 15$; 1 – $\nu_1 = 0$; 2 – $\nu_2 = 4/13$; 3 – $\nu_3 = 6/13$; 4 – $\nu_4 = 8/13$

Щодо впливу “малих” нелінійних сил опору на динаміку ПМ КТЗ, то він проявляється у зміні в часі як амплітуди, так і частоти коливань. Для визначення закону зміни вказаних параметрів, на базі поширення основної ідеї методу Ван – дер – Поля на рівняння (2.12) [113-114], отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = & \frac{2-\nu_1}{4\pi\omega(a)} \int_0^{2\pi} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right) \times \\ & \times \left\{ -g + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} a^{\nu_2+1} s a^{\nu_2+1} \left(\nu_2+1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) + \right. \\ & \left. + \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{M} \left| \frac{2a(t)\omega(a)}{\nu_2+2} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right|^s \frac{2a(t)\omega(a)}{\nu_2+2} \left(ca \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right\} d\psi, \\ \frac{d\psi}{dt} = & \omega(a) - \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{M} \frac{(\nu_2+2)(2-\nu_1)a^{\nu_2}}{4\pi\omega(a)} \frac{2\Gamma\left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2}\right)\Gamma\left(\frac{\nu_2+3}{\nu_2+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2} + \frac{\nu_2+3}{\nu_2+2}\right)} \end{aligned} \quad (2.19)$$

На рис. 2.8 за обраних значень силових параметрів керованої системи підресорювання представлено закони зміни в часі амплітуди вертикальних коливань ПМ.

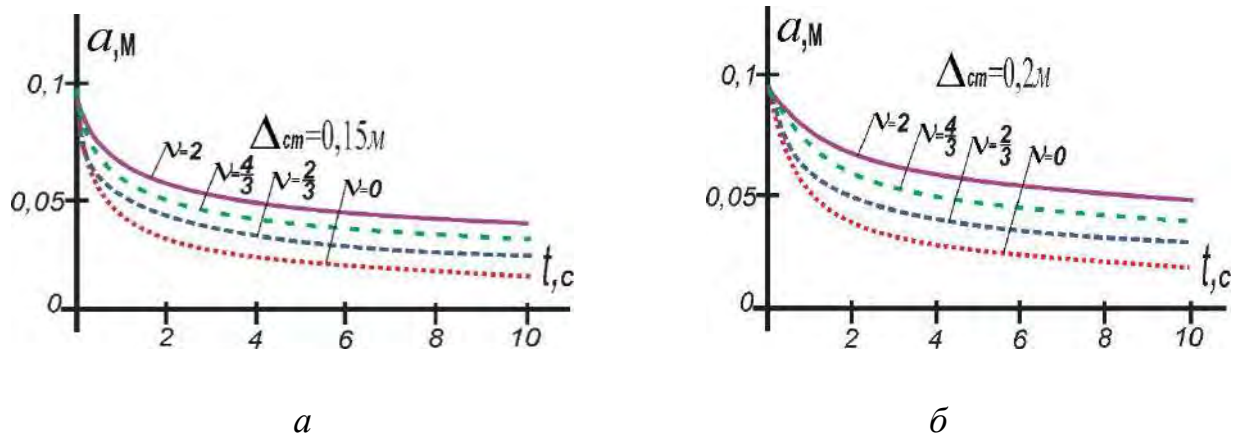


Рисунок 2.8 – Зміни у часі амплітуди загасаючих вертикальних коливань за різних значень силових параметрів керованої СП

Наведені графічні залежності показують, що якісна картина затухань коливань ПМ зберігається, однак темп зниження амплітуди залежить незначною мірою від силових параметрів СП.

2.2.3 Поздовжньо-кутові коливання ПМ автомобіля

У сучасних колісних транспортних засобах все частіше використовують так звану керовану (активну чи напівактивну) систему підресорювання (КСП) [11, 31]. На відміну від традиційних систем підресорювання із лінійною чи нелінійною силовими характеристиками, має властивість “підлаштовувати” силові характеристики на найбільш оптимальні умови руху вздовж шляху із нерівностями, його криволінійних ділянках чи маневруванні.

Для проектування таких КСП, точніше кажучи, створення програмного продукту керування визначальними силовими параметрами СП проблемою залишається інформація про реакцію підресореної маси на зміну величини силових параметрів СП та різного виду зовнішніх збурень руху зумовлених рухом КТЗ.

Розглядаються поздовжньо – кутові коливання ПМ, які з огляду на керованість, плавність ходу, прохідність є найважливішими для КТЗ.

Вважається, що відновлювальні сили СП передньої (F_1) та задньої (F_2) підвісок описуються більш складними залежностями як у [27–29], а саме:

$$F_i(\Delta_i, \dot{\Delta}_i) = \left(\alpha_i + \beta_i (\dot{\Delta}_i)^{\nu_1} \right) (\Delta_i)^{\nu_2+1}, \quad (2.20)$$

де Δ_i та $\dot{\Delta}_i$ відповідно деформація та швидкість деформації передньої ($i=1$) та задньої ($i=2$) підвісок;

$\alpha_i, \beta_i, \nu_1, \nu_2$ – сталі, причому ν_1, ν_2 визначаються залежностями $\nu_1+1 = (2m+1)/(2n+1)$, $\nu_2+1 = (2p+1)/(2q+1)$ ($m, n, p, q = 0, 1, 2, \dots$).

Вказані умови є необхідними та достатніми умовами існування коливальних процесів у відповідних механічних системах [114]. Зокрема, випадку $\beta_i = 0$ відповідає консервативний закон зміни відновлювальної сили СП (прогресивний – $\nu_2 > 0$ та регресивний $-1 < \nu_2 < 0$), а випадок $\beta_i = 0, \nu_2 = 0$ – відповідає класичному лінійному закону її зміни. Різні аспекти динаміки ПМ для вказаних окремих випадків розглядались, наприклад, в [30, 57, 59, 61]. Щодо сил опору демпферних пристроїв (амортизаторів), то вони, як і для більшості випадків лінійних чи нелінійних систем, залежать від швидкості деформації пружних елементів СП і описуються залежностями $R_{ion.} = \chi_i \dot{\Delta}_i^{2s+1}$, (χ_i та S – сталі). Крім цього, максимальні значення вказаних сил є малими величинами у порівнянні із максимальним значенням відновлювальних сил. Це є необхідною умовою коливального руху ПМ під час руху КТЗ дорогою із нерівностями і забезпечення плавності ходу КТЗ. Одночасно вказані умови забезпечують зменшення динамічних навантажень на водія, пасажирів чи вантажів, які транспортуються. Задача полягає в отриманні таких аналітичних залежностей, які описують вплив усієї множини параметрів $\nu_1, \nu_2, \alpha_i, \beta_i, \chi_i$ (у т.ч. статичної деформації системи підресорювання $\Delta_{cm.}$, як похідної величини) на амплітудо–частотну характеристику (АЧХ) коливань ПМ, і які б одночасно були базою для створення програмного продукту керування силовими параметрами підвіски.

Для вирішення поставленої задачі за розрахункову модель КТЗ приймається плоска система двох тіл, що розглянута у [12]. У процесі руху КТЗ ПМ здійснює поздовжньо-кутові коливання. Саме вказані коливання відіграють вирішальну роль у дослідженні таких характеристик руху як керованість, стійкість руху, плавність ходу, прохідність ТЗ [99, 113] і є предметом розгляду роботи). Тому для однозначного визначення відносного положення ПМ у довільний момент часу t достатньо вибрати кут повороту її навколо поперечної осі, яка проходить через центр мас (т. O) і перпендикулярна до вектору швидкості вказаної точки (кут- $\varphi(t)$).

Примітки. Додатній напрям кута повороту ПМ приймається як і у [28].

Пружні деформації шин, що зумовлені зовнішніми чинниками, є значно меншими за деформації елементів підвіски, а тому ними нехтуємо.

Щодо статичної деформації пружних елементів, що визначає положення центру мас відносно невідвісненої маси, а відтак – в певній мірі деформації, то вона, як випливає із (2.20), визначається як

$$\Delta_{cm.} = \sqrt[n_2+1]{\frac{mg}{\alpha_1 + \alpha_2}}, \quad (2.21)$$

де m - підвіснена маса.

Наведене дозволяє деформації пружних елементів СП у довільний момент часу подати у вигляді $\Delta_1 = a\varphi(t) - \Delta_{cm.}$, $\Delta_2 = b\varphi(t) + \Delta_{cm.}$. Як наслідок, із основного співвідношення для відносного руху тіла навколо осі, яка проходить через його центр маси, маємо

$$I_o \ddot{\varphi} = -a \left(F_1(a\varphi - \Delta_{cm.}, a\dot{\varphi}) - R_{lon.}(\dot{\Delta}_1) \right) - b \left(F_2(b\varphi + \Delta_{cm.}, b\dot{\varphi}) - R_{lon.}(\dot{\Delta}_2) \right), \quad (2.22)$$

де I_0 – момент інерції підвісненої маси відносно вказаної вище поперечної осі; a та b – база КТЗ.

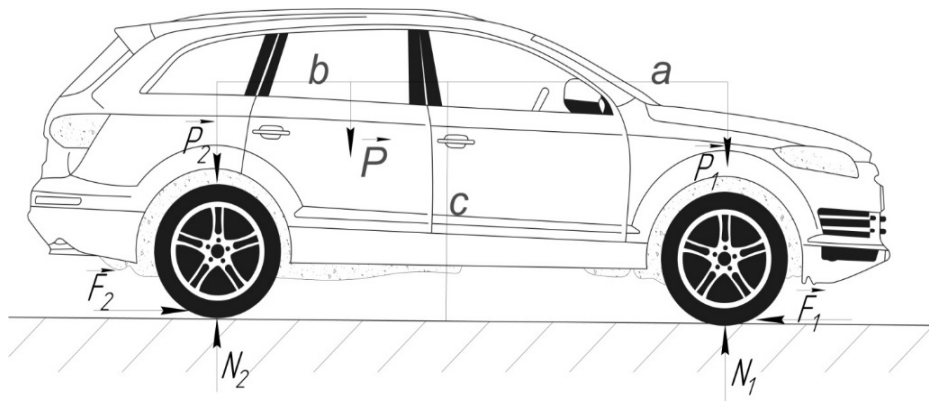


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань КТЗ із розподілом сил, що діють на ПМ:

Приймаючи до уваги залежність (2.20), останнє співвідношення трансформується до вигляду

$$I_o \ddot{\varphi} = -a \left(\left(\alpha_1 + \beta_1 (a\dot{\varphi})^{v_1} \right) (a\varphi - \Delta_{cm.})^{v_2+1} + \chi_1 (a\dot{\varphi})^{2s+1} \right) - b \left(\left(\alpha_2 + \beta_2 (b\dot{\varphi})^{v_1} \right) (b\varphi + \Delta_{cm.})^{v_2+1} + \chi_2 (b\dot{\varphi})^{2s+1} \right) \quad (2.23)$$

Нижче, для простоти, кут $\varphi(t)$ відраховується від горизонтального рівноважного положення ПМ, а тому параметри α_1 , α_2 зв'язані із базою КТЗ та статичною деформацією ПМ залежністю $\alpha_1 (\Delta_{cm.})^{v_2+1} = b\alpha_2 (\Delta_{cm.})^{v_2+1}$. У такому разі диференціальне рівняння поздовжньо-кутових коливань для першого наближення можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{1}{I_o} \left(\beta_1 a^{v_1+v_2+2} + \beta_2 b^{v_1+v_2+2} \right) \dot{\varphi}^{v_1} \varphi^{v_2+1} = \\ = \frac{1}{I_o} \left\{ - \left(\chi_1 a^{s+2} + \chi_2 b^{s+2} \right) \dot{\varphi}^{2s+1} - \left(\alpha_1 a^{v_2+2} + \alpha_2 b^{v_2+2} \right) \varphi^{v_2+1} + (v_2+1) \Delta_{cm.} \left(\beta_1 a^{v_1+v_2+1} + \beta_2 b^{v_1+v_2+1} \right) \dot{\varphi}^{v_1} \varphi^{v_2} \right\}. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Таким чином, розв'язування поставленої задачі звелось до знаходження і дослідження розв'язку нелінійного рівняння (2.24). Знайти його допоможуть вказані вище обмеження щодо відновлювальної сили системи підресорювання та сили опору демпферних пристроїв (амортизаторів). Із вказаних обмежень випливає, що максимальне значення правої частини рівняння (2.24) є малою величиною у порівнянні із головною частиною нелінійної відновлювальної сили СП (другого доданку лівої частини цього рівняння). Це і є підставою для застосування загальних ідей методів збурень [10-11], адаптованих у [99], для побудови асимптотичного розв'язку подібного класу нелінійних рівнянь. Відповідно до них, перш за все, потрібно описати незбурений рух ПМ. Цим коливання ПМ відповідає диференціальне рівняння

$$\ddot{\varphi} + \frac{1}{I_o} (\beta_1 a^{v_1+v_2+2} + \beta_2 b^{v_1+v_2+2}) \dot{\varphi}^{v_1} \varphi^{v_2+1} = 0, \quad (2.25)$$

і вони описуються за допомогою періодичних Атеб-функцій [28– 30] у вигляді

$$\varphi(t) = a_\varphi c a \left(v_2 + 1, (1 - v_1)^{-1}, \omega(a_\varphi) t + \theta \right), \quad (2.26)$$

де a_φ – амплітуд, $\omega(a_\varphi) t + \theta$ – фаза, θ – початкова фаза, $\omega(a_\varphi)$ – власна частота коливань.

Остання, як і для більшості нелінійних коливальних систем, залежить від амплітуди та визначається співвідношенням

$$\omega(a_\varphi) = \frac{v_2 + 2}{2} \left(\frac{1}{I_o} (\beta_1 a^{v_1+v_2+2} + \beta_2 b^{v_1+v_2+2}) \frac{2 - v_1}{(1 - v_1)(v_2 + 2)} \right)^{\frac{1}{2-v_1}} a_\varphi^{\frac{v_1+v_2}{2-v_1}}. \quad (2.27)$$

Якщо вважати, що ПМ КТЗ розподілена вздовж всієї її ”площі” рівномірно, то її момент інерції визначається залежністю $I_0 = \frac{m}{3} \left(\frac{a^3}{a+b} + \frac{b^3}{a+b} + c^2 / 4 \right)$, а для описання частоти власних коливань можна використати більш зручну

залежність, яка враховує статичну деформацію ПМ. Саме статична деформація є одним із параметрів керування коливальним процесом ПМ з метою забезпечення найбільш комфортних умов пересування КТЗ дорогою із нерівностями. В такому разі залежність (2.27) набуває вигляду

$$\omega(a_\varphi) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \Theta a_\varphi^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}, \quad (2.28)$$

$$\text{де } \Theta = \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{3g(\beta_1 a^{\nu_1 + \nu_2 + 2} + \beta_2 b^{\nu_1 + \nu_2 + 2})}{(\alpha_1 + \alpha_2) \Delta_{cm.}^{\nu_2 + 1} (a^2 + b^2 - ab + c^2 / 4)} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}}.$$

На рис. 2.10-2.11 представлено залежності частоти власних коливань ПМ

у Гц $f = \frac{\omega(a_\varphi)}{2\pi}$ від статичної деформації за різних значень амплітуди

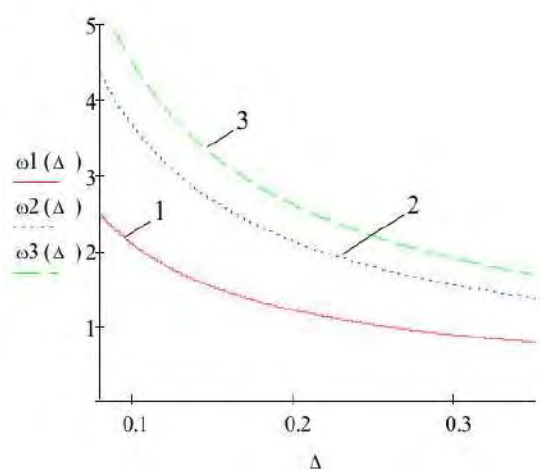
поздовжньо–кутових коливань та параметрів ν_1 , ν_2 , Π – півперіод використаних

Атеб– функцій, тобто $\Pi = \Gamma\left(\frac{1 - \nu_1}{2 - \nu_1}\right) \Gamma\left(\frac{1}{\nu_2 + 2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1 - \nu_1}{2 - \nu_1} + \frac{1}{\nu_2 + 2}\right)$. Із них легко

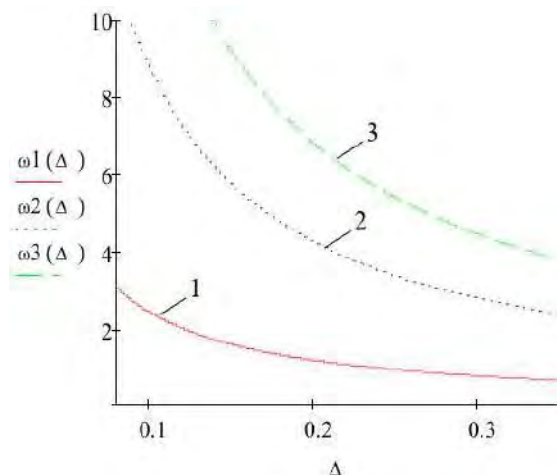
знайти межі зміни статичних деформацій керованої підвіски КТЗ. Отже, для системи підресорювання із неконсервативним законом зміни відновлювальної сили пружних пристроїв підвіски для випадку більшої їх статичної деформації частота власних поздовжньо – кутових коливань є меншою, причому більшим значенням амплітуди коливань відповідає більше значення частоти за виключенням випадків, коли ν_1 , ν_2 наближаються до -1 . Одночасно у випадку $\nu_1 = -\nu_2$, як впливає із залежності (2.28), власна частота визначається тільки силовими характеристиками СП, тобто має місце аналогічне явище як і для лінійних систем (ізохронність коливань ПМ).

Що стосується залежності частоти (періоду) коливань від амплітуди, то вона для випадків $\nu_1 > 0, \nu_2 > 0$; $\nu_1 > 0, -1 < \nu_2 < 0$ та $-1 < \nu_1 < 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням амплітуди відповідає більше значення частоти (період менший); випадку ж $-1 < \nu_1 < 0, -1 < \nu_2 < 0$ відповідає зростання частоти при зростанні

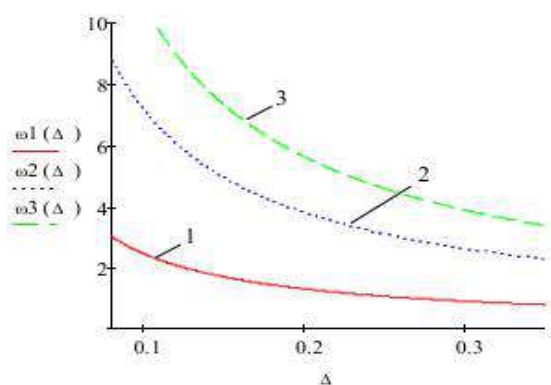
амплітуди. Якщо прийняти до уваги, що динамічні навантаження, які діють на пасажирів і (вантажі), що транспортується, для більших величин частоти і амплітуди є більшими, то виходячи із вибору характеристик СП з огляду на динамічні навантаження для випадку руху КТЗ вздовж шляху із значними нерівностями доцільно вибирати параметри адаптивної підвіски, які задовольняють умові: $-1 < \nu_1 < 0$, $-1 < \nu_2 < 0$.



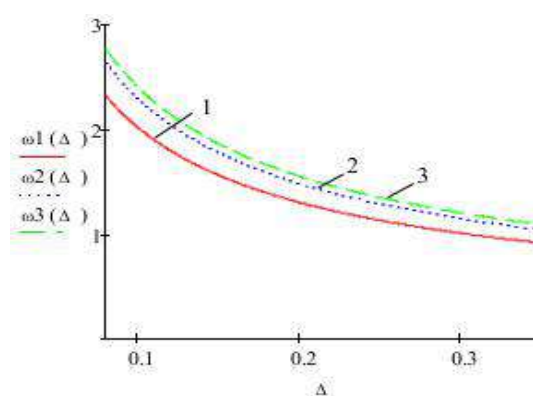
а)



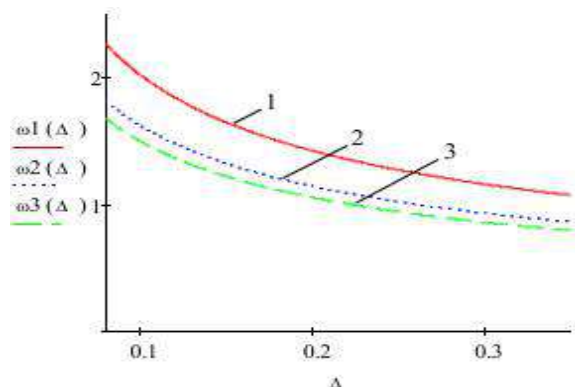
б)



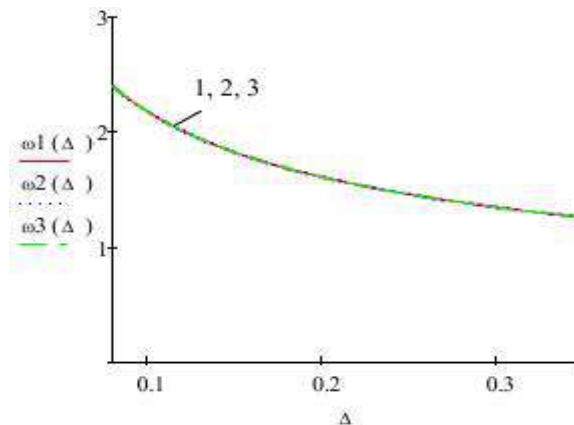
в)



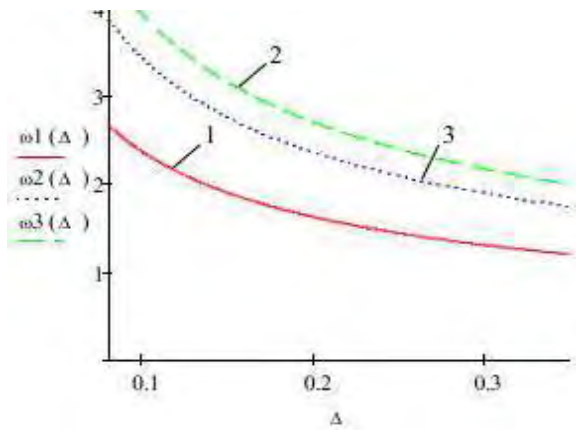
г)



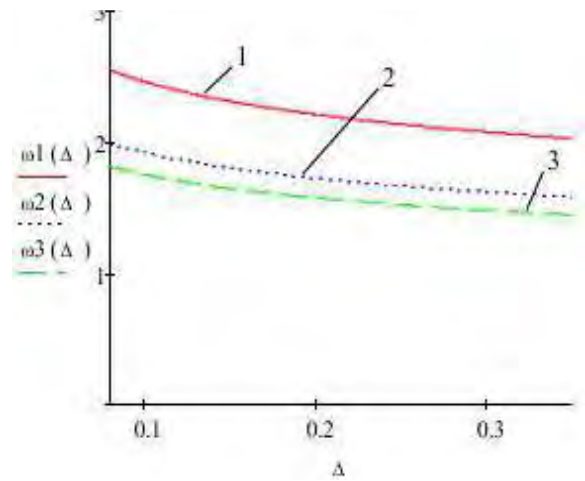
д)



е)



е)



ж)

Рисунок 2.10 – Залежність частоти власних коливань ПМ від статичної деформації за різних значень амплітуд коливань та параметрів ν_1 , ν_2 :

- а – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = 2/9$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; б – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = 2/3$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; в – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = 2/3$, $\nu_2 = 2/9$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; г – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = -2/9$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; д – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = -7/9$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; е – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = -7/9$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; є – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = 5/9$, $\nu_2 = -2/9$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$; ж – 1) $a_\varphi = 0.05$, 2) $a_\varphi = 0.25$, 3) $a_\varphi = 0.45$, $\nu_1 = 5/9$, $\nu_2 = -7/9$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$

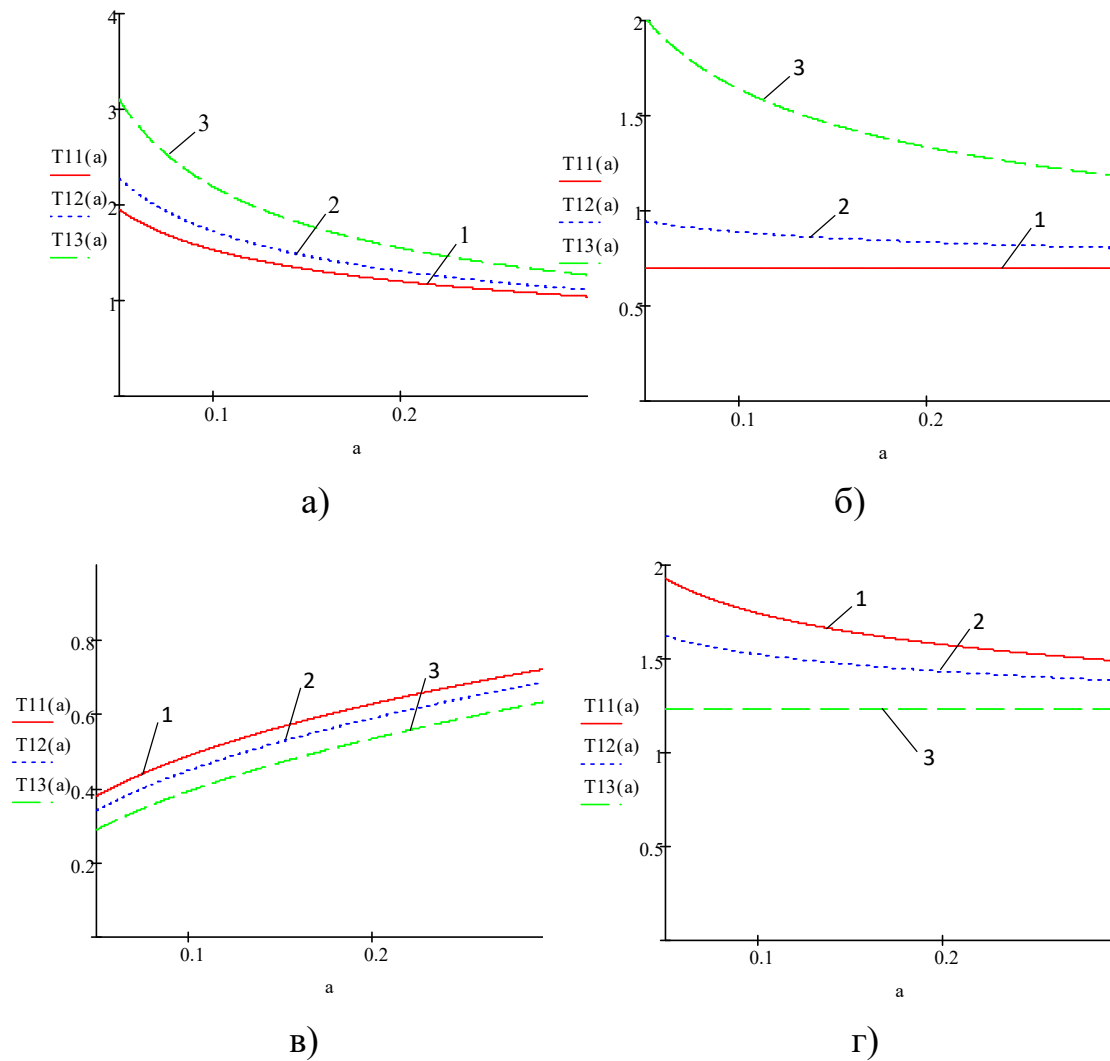


Рисунок 2.11 – Залежність періоду власних коливань ПМ від амплітуди
 поздовжньо-кутових коливань за різних значень ν_1 , ν_2 :

а – 1) $\nu_1 = 2/9$, 2) $\nu_1 = 2/7$, 3) $\nu_1 = 2/5$, $\nu_2 = 2/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$,
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$, $\Delta = 0,2$; б – 1) $\nu_1 = 4/9$, 2) $\nu_1 = 4/7$, 3) $\nu_1 = 2/5$,
 $\nu_2 = -4/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$, $\Delta = 0,2$; в –
 1) $\nu_1 = -4/9$, 2) $\nu_1 = -4/7$, 3) $\nu_1 = -4/5$, $\nu_2 = -4/9$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$,
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$, $\Delta = 0,2$; г – 1) $\nu_1 = -4/9$, 2) $\nu_1 = -4/7$,
 3) $\nu_1 = -4/5$, $\nu_2 = 4/5$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000$, $\beta_1 = \beta_2 = 500000$, $\alpha = 2,2$, $b = 2$, $\Delta = 0,2$

Співвідношення (2.28) служить одночасно для розв'язування оберненої
 задачі - визначення зв'язку між амплітудою збурення поздовжньо – кутових

коливань $\bar{a}_\varphi$, які зумовлені наїздом КТЗ на нерівності шляху, за яких частота вказаних коливань приймає значення $\bar{\omega}_n$.

Вважаючи, що транспортний засіб рухається зі сталою за величиною швидкістю V , при наїзді на нерівність шляху гладкої форми $y = g(x)$ у точці із координатою x_0 при безвідривному контакті колеса і шляху, отримуємо, що швидкість збурення поздовжньо–кутових коливань $\hat{V}$ точки кріплення амортизаторів і ПМ визначається залежністю $\hat{V} = V \sin \varphi$ (φ – кут нахилу дотичної до нерівності шляху у точці з координатою x_0). Очевидно, що

$tg \varphi = \frac{dg}{dx} \Big|_{x=x_0}$. З іншого боку, величина вказаної складової швидкості точки

кріплення амортизаторів і ПМ рівна $\hat{V} = \omega_{|x=x_0} h$, де h – віддаль вказаної точки до осі відносного обертання ПМ навколо точки, яка проходить через центр мас вказаної частини, а тому $h = \sqrt{a^2 + c^2}$.

З іншого боку

$$\begin{aligned} \omega_{|x=x_0} &= \frac{d\varphi(t)}{dt} \Big|_{t=t_0} = \bar{a}_\varphi \frac{d\left(ca\left(v_2+1, (1-v_1)^{-1}, \omega(a_\varphi)t+\theta\right)\right)}{dt} \Big|_{t=t_0} = \\ &= \bar{a}_\varphi \bar{\omega}_n(\bar{a}_\varphi) \frac{d\left(ca\left(v_2+1, (1-v_1)^{-1}, \psi\right)\right)}{d\psi} \Big|_{t=t_0}, \\ \psi &= \omega(a_\varphi)t + \theta, \end{aligned} \quad (2.29)$$

де t_0 – момент входження колеса на нерівність.

Обмежуючись у залежності (2.29) екстремальним значенням функції

$\frac{d\left(ca\left(v_2+1, (1-v_1)^{-1}, \psi\right)\right)}{d\psi}$, отримуємо співвідношення, яке зв'язує шукані

величини

$$\frac{1}{\Theta} \bar{a}_\varphi^{\frac{v_1+v_2}{2-v_1}} - \frac{v_2+2}{2\bar{\omega}_n} \bar{a}_\varphi = 0. \quad (2.30)$$

Воно і визначає амплітуду збурення поздовжньо – кутових коливань як функцію параметрів підвіски та частоти у вигляді

$$\bar{a}_\varphi = \left(\frac{\nu_2 + 2}{2\bar{\omega}_n} \Theta \right)^{\frac{\nu_1 - 2}{\nu_2 + 2}}. \quad (2.31)$$

Якщо в останньому виразі перейти до швидкості руху КТЗ та профілю нерівності, то наведене вище еквівалентне наступному

$$\bar{a}_\varphi = \left(\frac{2V \frac{dg}{dx}|_{x=x_0}}{(\nu_2 + 2)h\Theta} \right)^{\frac{2-\nu_1}{2+\nu_2}} \quad (2.32)$$

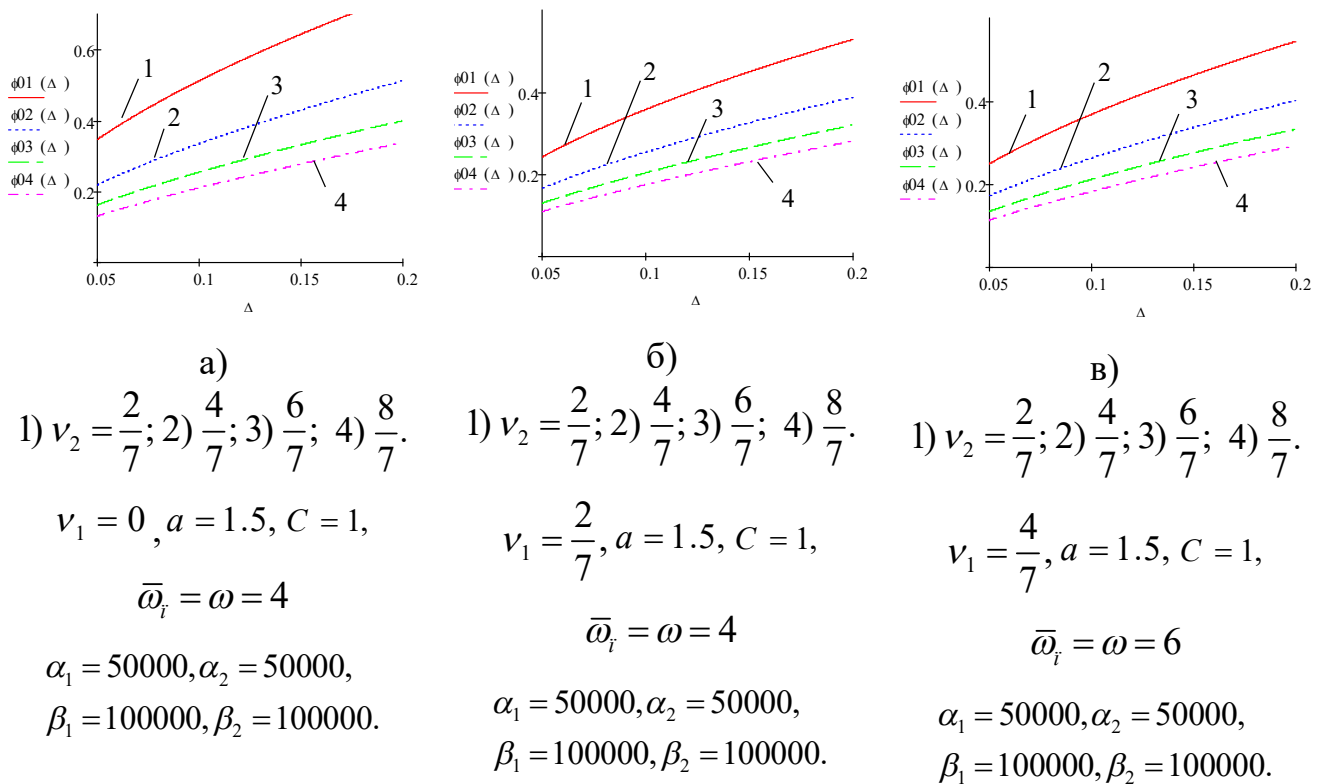


Рисунок 2.12 – Залежність амплітуд незбуреного руху поздовжньо – кутових коливань від статичної деформації системи підресорювання за умови, що частоти вказаних коливань приймають задані значення $\bar{\omega}_i = \omega = 4$ (рис. а) та б) і

$\bar{\omega}_i = \omega = 6$ (рис. в))

Як і треба було чекати, для СП із прогресивним законом зміни відновлювальної сили, а також у випадку $\nu_1 > 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням статичної деформації відповідає більше значення амплітуди поперечно-кутових коливань, за яких їх частота приймає задане значення, до того ж, у випадку більших значень параметру ν_2 вона є меншою.

Отримані вище залежності (2.27), (2.30) служать базою для створення програмного продукту КСП. Дійсно, якщо за базову величину вказаної системи підресорювання вибрати статичну деформацію, то вона як функція кінематичних та силових параметрів СП визначається співвідношенням

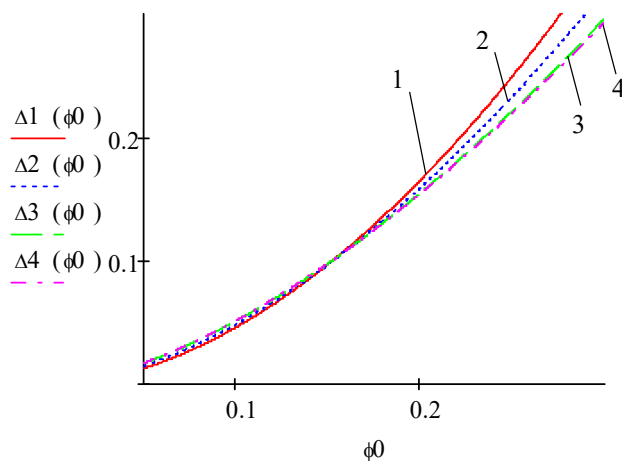
$$\Delta_{cm.} = \left(\frac{\nu_2 + 2}{2\bar{\omega}_n} \right)^{\frac{\nu_1-2}{\nu_2+1}} \frac{\left((\alpha_1 + \alpha_2)(1-\nu_1)(\nu_2 + 2)(a^2 + b^2 - ab + c^2 / 4) \right)^{\frac{1}{1+\nu_2}}}{\left(3g(2-\nu_1)(\beta_1 a^{\nu_1+\nu_2+2} + \beta_2 b^{\nu_1+\nu_2+2}) \right)^{\frac{1}{1+\nu_2}}} \bar{a}_{\varphi}^{\frac{\nu_2+2}{\nu_2+1}}. \quad (2.33)$$

На рис. 2.13 представлено залежність статичної деформації від амплітуди поперечно-кутових коливань, за яких їх частота приймає значення $\bar{\omega}_s$.

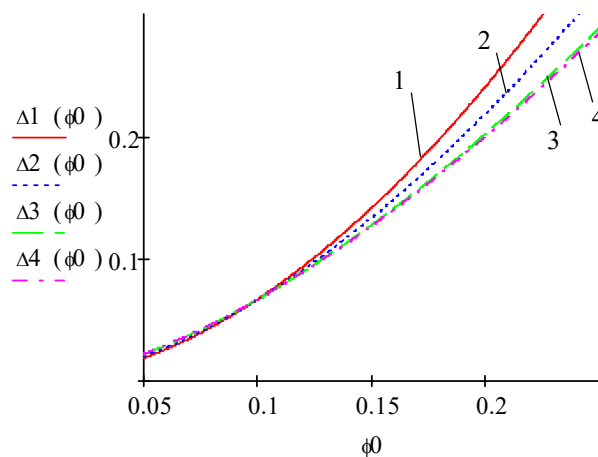
Представлені графічні залежності показують що для системи підресорювання в широкому діапазоні зміни амплітуд поздовжньо-кутових коливань ергономічним умовам експлуатації для малих амплітуд коливань задовольняє СП із малими значеннями статичної її деформації. Із зростанням амплітуд коливань величина статичної деформації повинна зростати, причому темп росту статичної деформації є меншим для прогресивної і регресивної характеристики СП із меншими значенням величини параметру параметру ν_2 ; для випадку $\nu_1 < 0, \nu_2 < 0$ – більшою для менших значень параметру ν_2 ; для випадку $\nu_1 < 0, \nu_2 > 0$ – меншою для більших значень параметру ν_2 .

Перейдемо до визначення впливу силових характеристик демпферних пристроїв (амортизаторів) СП на АЧХ коливань ПМ. Це можна зробити на базі розв'язку рівняння (2.24). Вплив вказаних елементів СП проявляється, як і для всіх підвісок, у зменшенні в часі амплітуди коливань. Останнє автоматично

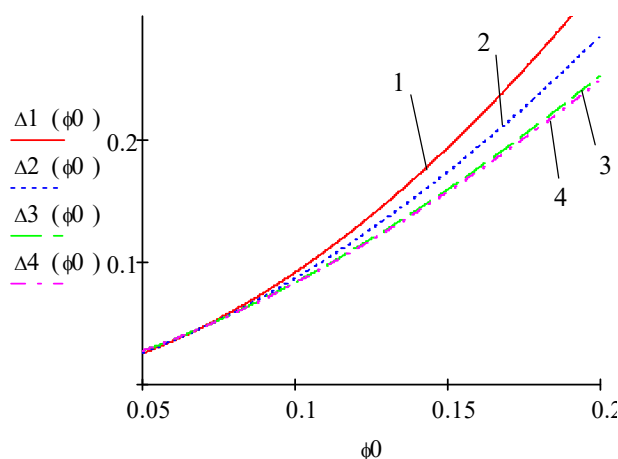
спричинює зміну і частоти коливань. Цю зміну аналітично можна визначити на базі асимптотичного розв'язку рівняння (2.24). Найбільш простим способом його знаходження для розглядуваного наближення є спосіб, в основу якого покладено основну ідею методу Ван-дер-Поля [99].



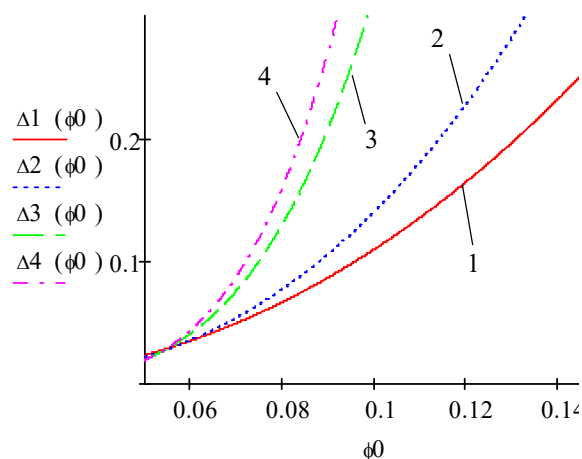
а)



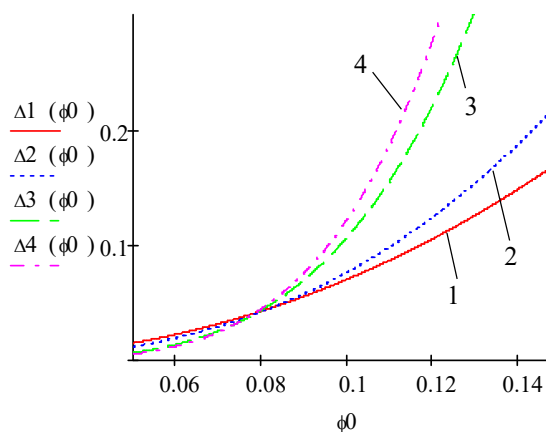
б)



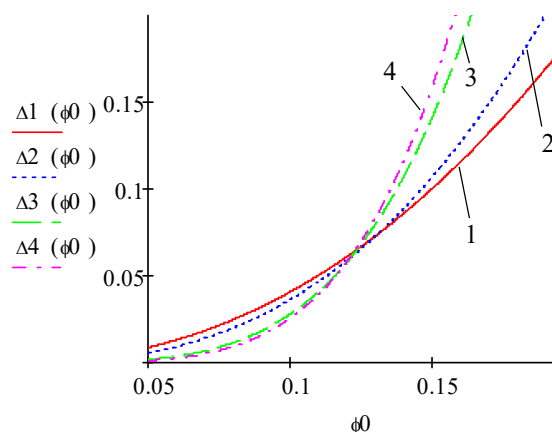
в)



г)



д)



е)

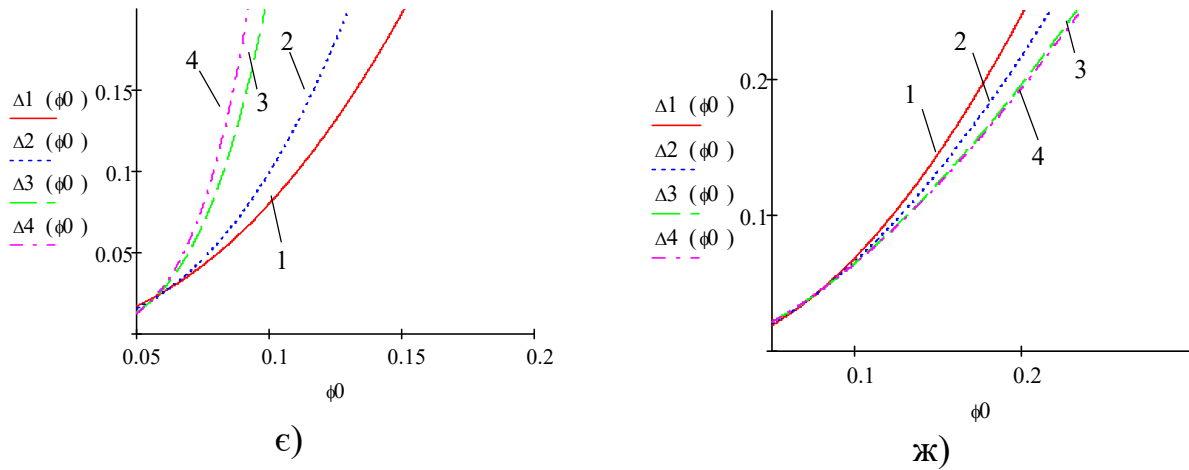


Рисунок 2.13 – Значення статичної деформації СП, за яких частота поперечно–кутових коливань приймає задані значення при різних амплітудах коливань:

а – 1) $\nu_2 = \frac{2}{11}$, 2) $\frac{2}{5}$, 3) $\frac{2}{3}$, 4) $\frac{6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 8$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; б – 1) $\nu_2 = \frac{2}{11}$, 2) $\frac{2}{5}$, 3) $\frac{2}{3}$, 4) $\frac{6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 10$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; в – 1) $\nu_2 = \frac{2}{11}$, 2) $\frac{2}{5}$, 3) $\frac{2}{3}$, 4) $\frac{6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 12$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; г – 1) $\nu_2 = \frac{-2}{11}$, 2) $\frac{-2}{5}$, 3) $\frac{-2}{3}$, 4) $\frac{-6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 12$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; д – 1) $\nu_2 = \frac{-2}{11}$, 2) $\frac{-2}{5}$, 3) $\frac{-2}{3}$, 4) $\frac{-6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 10$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; е – 1) $\nu_2 = \frac{-2}{11}$, 2) $\frac{-2}{5}$, 3) $\frac{-2}{3}$, 4) $\frac{-6}{7}$, $\nu_1 = 0$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 8$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; є – 1) $\nu_2 = \frac{-2}{11}$, 2) $\frac{-2}{5}$, 3) $\frac{-2}{3}$, 4) $\frac{-6}{7}$, $\nu_1 = -2/5$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 8$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$; ж – 1) $\nu_2 = \frac{2}{11}$, 2) $\frac{2}{5}$, 3) $\frac{2}{3}$, 4) $\frac{6}{7}$, $\nu_1 = -2/5$, $a = 1.5$, $C = 1$, $\omega = 8$, $\alpha_1 = 80000$, $\alpha_2 = 80000$, $\beta_1 = 100000$, $\beta_2 = 100000$

Відповідно до основної ідеї наведеного методу, збурений рух ПМ описується залежністю

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}(t) = & \dot{a}_\varphi(t)ca\left(v_2+1, \frac{1}{1-v_1}, \omega(a_\varphi)t+\theta(t)\right) - \frac{2}{v_2+2}a_\varphi(t)(\omega(a_\varphi)t+ \\ & +\dot{\theta}(t))sa^{\frac{1}{1-v_1}}\left(\frac{1}{1-v_1}, v_2+1, \omega(a_\varphi)t+\theta(t)\right) \end{aligned} \quad (2.35)$$

Диференціюванням за незалежною змінною та урахуванням того, що для незбуреного випадку

$$\dot{\varphi}(t) = -\frac{2}{v_2+2}a_\varphi\omega(a_\varphi)sa^{\frac{1}{1-v_1}}\left((1-v_1)^{-1}, v_2+1, \psi\right),$$

$\psi = \omega(a_\varphi)t + \theta(t)$ отримуємо

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}(t) = & -\frac{4}{(v_2+2)(2-v_1)}a_\varphi(t)\omega(a_\varphi(t))sa^{\frac{v_1}{1-v_1}}\left((1-v_1)^{-1}, v_2+1, \psi\right)ca^{v_2+1} \times \\ & \times \left(v_2+1, (1-v_1)^{-1}, \psi\right)\left(\omega(a_\varphi(t)) + \dot{\theta}(t)\right) - \\ & -\frac{2\dot{a}_\varphi(t)}{v_2+2}\left(\omega(a_\varphi(t)) + a_\varphi\frac{d\omega(a_\varphi(t))}{da_\varphi}\right)sa^{\frac{1}{1-v_1}}\left((1-v_1)^{-1}, v_2+1, \psi\right). \end{aligned} \quad (2.36)$$

Якщо урахувати вигляд співвідношення, яке описує власну частоту коливань ПМ, то залежність $\omega(a_\varphi) + a\frac{d\omega(a_\varphi)}{da_\varphi}$ у (2.32) можна замінити більш

простою, а саме: $\omega(a_\varphi) + a_\varphi\frac{d\omega(a_\varphi)}{da_\varphi} = \frac{2+v_2}{2-v_1}\omega(a_\varphi)$. Наведене в сукупності

дозволяє із рівняння (2.24) отримати систему диференціальних рівнянь першого порядку, які описують закони зміни амплітуди та частоти збуреного руху

$$\dot{a}_\varphi(t)ca\left(v_2+1, (1-v_1)^{-1}, \psi\right) - \frac{2}{v_2+2}a_\varphi(t)\dot{\theta}(t)sa^{\frac{1}{1-v_1}}\left((1-v_1)^{-1}, v_2+1, \psi\right) = 0, \quad (2.37)$$

$$\begin{aligned} & \frac{2+\nu_2}{2-\nu_1} \dot{a}_\varphi(t) sa\left((1-\nu_1)^{-1}, \nu_2+1, \psi\right) + \frac{2}{(2-\nu_1)} a_\varphi(t) \dot{\theta}(t) ca^{\nu_2+1}\left(\nu_2+1, (1-\nu_1)^{-1}, \psi\right) = \\ & = -\frac{\nu_2+2}{2\omega(a_\varphi)} sa^{\frac{\nu_1}{\nu_1-1}}\left((1-\nu_1)^{-1}, \nu_2+1, \psi\right) f(a_\varphi, \dot{a}_\varphi, \psi) \end{aligned}$$

де $f(a_\varphi, \dot{a}_\varphi, \psi)$ відповідає значенню правої частини диференціального рівняння (2.24) за умови, що $\varphi(t)$ та $\dot{\varphi}(t)$ приймають головні значення.

Із наведеної системи диференціальних рівнянь знаходимо

$$\dot{a}_\varphi(t) = -\frac{2-\nu_1}{2\omega(a)} sa\left((1-\nu_1)^{-1}, \nu_2+1, \psi\right) f(a_\varphi, \dot{a}_\varphi, \psi) \quad (2.38)$$

$$\dot{\theta}(t) = -\frac{(\nu_2+2)(2-\nu_1)}{4a_\varphi\omega(a_\varphi)} ca\left(\nu_2+1, (1-\nu_1)^{-1}, \psi\right) sa^{\frac{\nu_1}{\nu_1-1}}\left((1-\nu_1)^{-1}, \nu_2+1, \psi\right) f(a_\varphi, \dot{a}_\varphi, \psi).$$

Спростивши дане рівняння швидкості зміни амплітуди та параметру коливаль $\dot{\theta}(t)$, можна показати, що вони є повільно змінними функціями часу, а отже максимальні величини їх зміни за період коливаль ПМ є незначними. Наведене є підставою для усереднення правих частин рівнянь (2.38) за фазою коливаль. Таким чином, для першого наближення диференціальні рівняння які описують основні параметри коливаль ПМ набувають вигляду

$$\dot{a}_\varphi(t) = -\frac{2-\nu_1}{4\omega(a_\varphi)\Pi} \left(-\frac{2}{\nu_2+2} a_\varphi(t) \omega(a_\varphi)\right)^{2s+1} \frac{2\Gamma\left(\frac{2(s-\nu_1)+1}{2-\nu_1}(1-\nu_1)\right) \Gamma\left(\frac{1}{\nu_2+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{\nu_2+2} + \frac{2(s-\nu_1)+1}{2-\nu_1}(1-\nu_1)\right)} \quad (2.39)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(a_\varphi). \quad (2.40)$$

На рис. 2.14 та рис. 2.15 представлено (за різних параметрів, які описують силову характеристику системи підресорювання) закони зміни в часі амплітуди та частоти поздовжньо - кутових коливаль ПМ КТЗ.

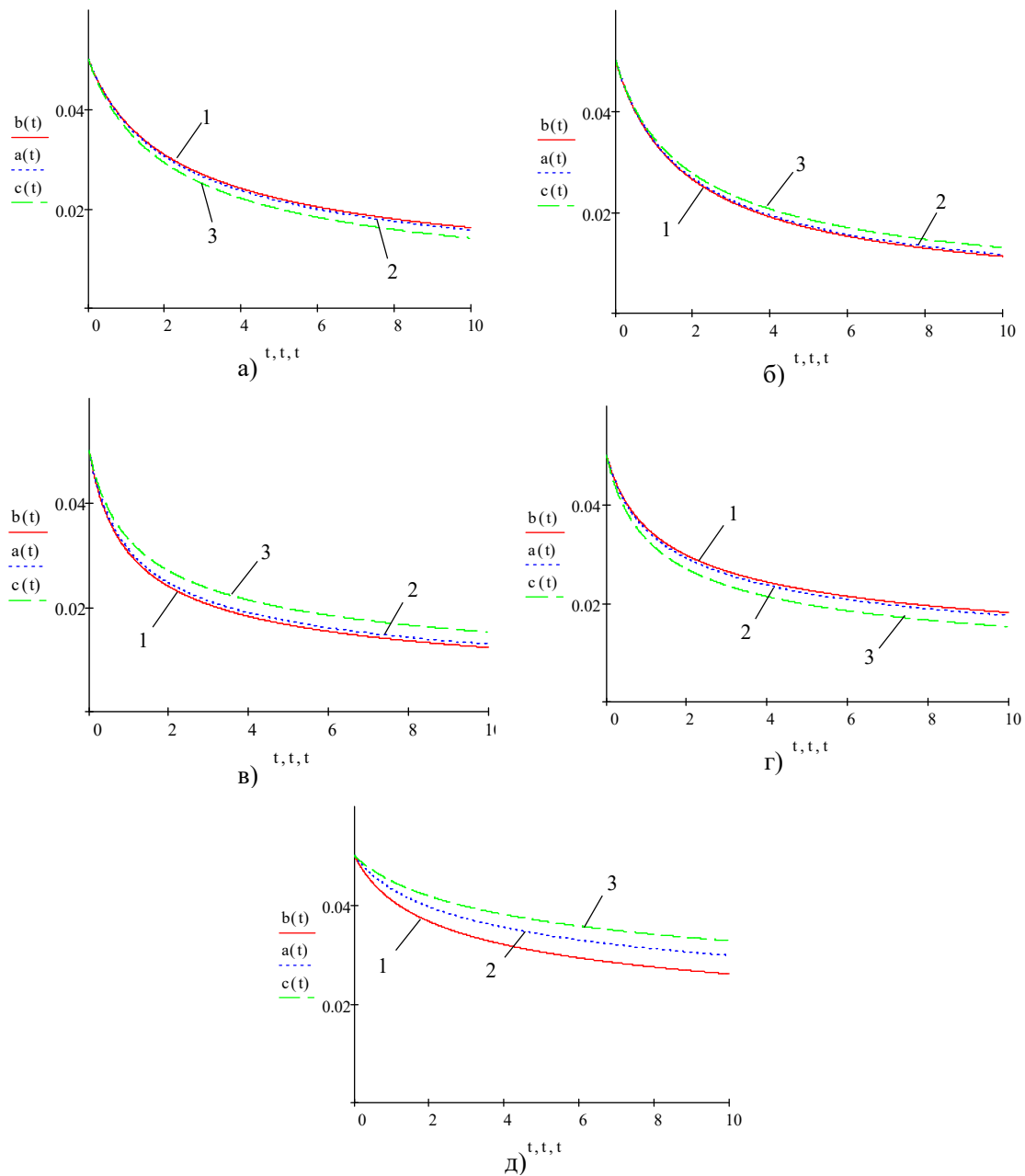


Рисунок 2.14 – Закони спадання амплітуди поперечно-кутових коливань ПЧ за різних значень її силових характеристик СП:

- а – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.30$
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = -2/5$; б – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = -2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$.
 $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = -2/5$; в – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = -2/7$;
 2) $\nu_{22} = -2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$;
 г – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$; д – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 2/7$; 2) $\nu_{22} = -2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$.
 $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$

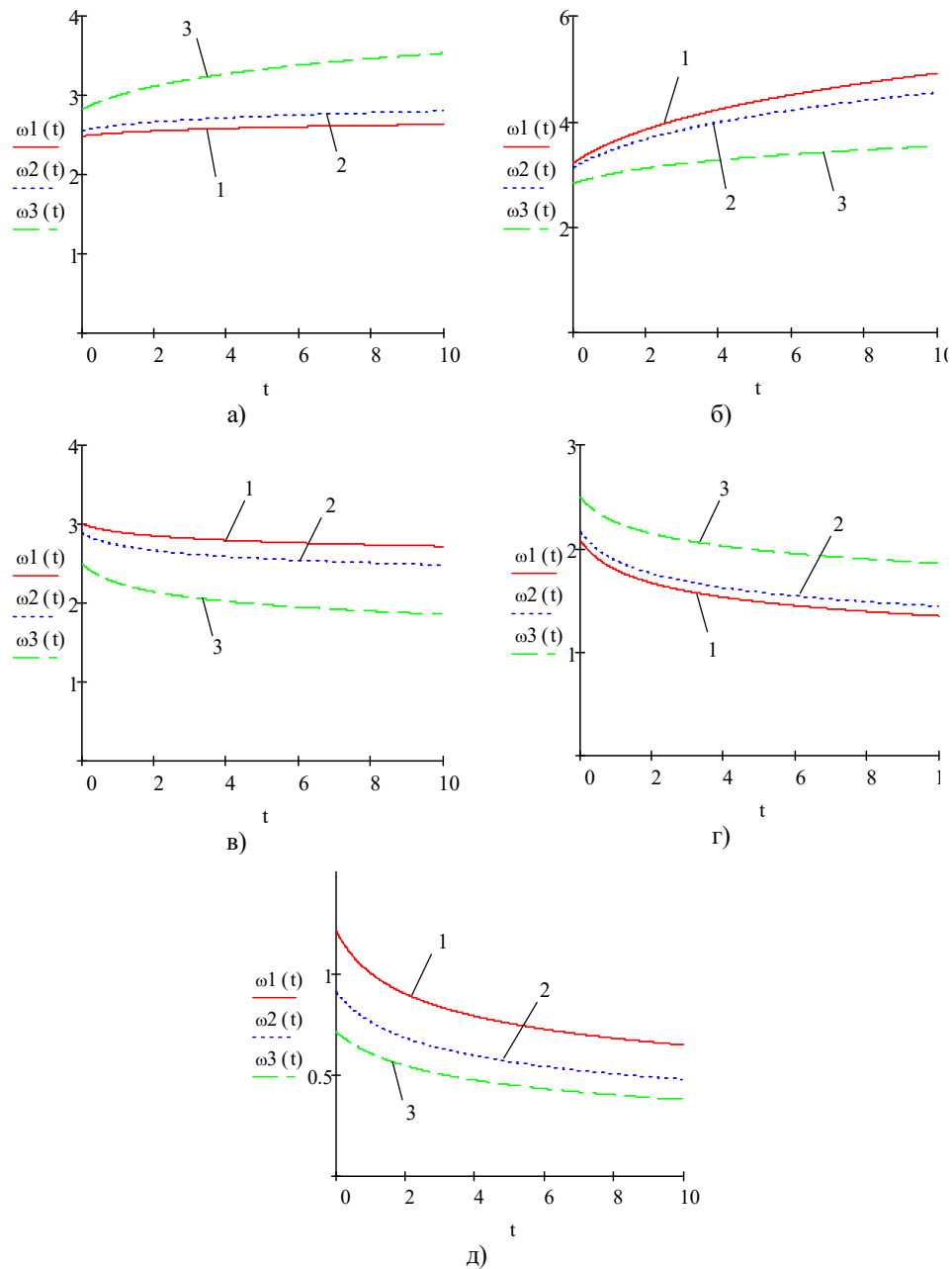


Рисунок 2.15 – Закони зміни в часі частоти поперечно-кутових коливань ПЧ за різних значень її силових характеристик:

- а – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = -2/5$; б – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = -2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$.
 $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = -2/5$; в – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = -2/7$;
 2) $\nu_{22} = -2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$;
 г – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 2/7$; 2) $\nu_{22} = 2/9$; 3) $\nu_{23} = 0$. $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$
 $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$; д – 1) $\nu_2 = \nu_{21} = 8/7$; 2) $\nu_{22} = 8/5$; 3) $\nu_{23} = 2$.
 $\alpha_1 = \alpha_2 = 800000 \dots \Delta = 0.25$ $\beta_1 = \beta_2 = 500000, \nu_1 = 2/5$

Представлені графічні залежності показують, що на якісну картину спадання (зменшення) амплітуди поздовжньо-кутових коливань основні параметри системи підресорювання впливають незначною мірою. Що стосується кількісної сторони, то, наприклад, для випадків $\nu_1 < 0, \nu_2 > 0; \nu_1 > 0, \nu_2 < 0; \nu_1 > 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням параметру ν_2 відповідає менша швидкість спадання в часі амплітуди коливань; випадку ж $\nu_1 > 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням ν_2 – менша швидкість спадання амплітуди коливань.

Що стосується зміни в часі частоти затухаючих поздовжньо-кутових коливань, то тут параметри, які характеризують систему підресорювання, впливають не тільки на якісну, але й кількісну характеристику зміни частоти власних коливань. Так, для випадку $\nu_1 < 0, \nu_2 > 0$, більшим значенням ν_2 відповідає більше значення власної частоти, а випадкам $\nu_1 < 0, \nu_2 < 0$ – менше; у випадку $\nu_1 > 0, \nu_2 < 0; \nu_1 > 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням параметру ν_2 відповідають менші значення власних частот. Зокрема при $\nu_1 = \frac{2}{3}, a_\varphi = 0.25, \Delta_{cm} = 0.2$ зростання величини параметру ν_2 від $\frac{2}{9}$ до $\frac{2}{5}$ спричиняє спадання частоти коливань у 2,65 раз, а при амплітуді коливань $a_\varphi = 0.05$ за вказаних всіх інших величин вказаних параметрів – у 1,02 рази.

2.2.4 Поперечно – кутові коливання ПМ автомобіля

Поперечно – кутові коливання ПМ. Вказані коливання мають місце, зокрема, за умови, що ПМ отримала збурення руху лише за рахунок наїзду правою (лівою) шинами КТЗ на одинарну нерівність. Математичну модель коливань вказаної частини КТЗ легко отримати із співвідношень (2.41) – (2.42) за умови $z^*(t) \equiv \Delta_{cm}$. Нижче наведемо тільки незбурене рівняння, яке відповідає поперечно – кутовим коливанням ПМ КТЗ

$$I_0 \ddot{\varphi} + \Xi^2 \dot{\varphi}^{\nu_1} \varphi^{\nu_2} = 0 \quad (2.41)$$

$$\text{де } \Xi^2 = \left(\chi_1 l_1^{\nu_1 + \nu_2 + 2} \sin \beta_1 (\sin \beta_1 + \cos \beta_1) + \chi_2 l_2^{\nu_1 + \nu_2 + 2} \sin \beta_2 (\sin \beta_2 + \cos \beta_2) \right)$$

За структурою диференціальне рівняння (2.41) аналогічне до рівняння (2.22), тому на методиці побудови його розв'язку зупинятись не будемо, а наведемо лише основні співвідношення, які описують визначальні параметри поперечно – кутових коливань. Так власна частота вказаних коливань Ω , як функція амплітуди поперечно – кутових коливань a_φ , визначається співвідношенням

$$\begin{aligned} \Omega(a_\varphi) &= \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{\Xi^2}{I_o} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a_\varphi^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}} = \\ &= \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \frac{\Xi^2 g}{(\alpha_1 + \alpha_2) \Delta_{cm.}^{\nu_2 + 1} \rho^2} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a_\varphi^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}} \end{aligned} \quad (2.42)$$

де ρ - радіус інерції ПМ відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр мас.

На рис. 2.16 представлено залежність власної частоти поперечно- кутових коливань у Гц від амплітуди вказаних коливань за різних значень силових параметрів СП та її статичної деформації.

Із наведених графічних залежностей випливає, що:

- для прогресивної силової характеристики СП із збільшенням амплітуди коливань (вертикальних чи поперечно - кутових) власна частота зменшується, до того ж, за більшого значення статичної деформації СП (за всіх інших незмінних значеннях параметрів) вона є меншою;

- для регресивної СП більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення частоти власних коливань;

- в широкому діапазоні амплітуд коливань ергономічним умовам експлуатації КТЗ із прогресивною характеристикою СП задовольняє підвіска із статичною деформацією $0.12 < \Delta_{cm.} < 0.15m$ при $2/9 < \nu_2 < 2/3$, а для регресивної – при $0.2 < \Delta_{cm.} < 0.35m$, $-2/3 < \nu_2 < -2/9$ та великих значень амплітуд поперечно – кутових коливань;

- та великих значень амплітуд поперечно – кутових коливань;
 - власна частота коливань ПМ із неконсервативною силовою характеристикою СП при $\nu_1 > 0$, $\nu_2 > 0$ за більших амплітуд коливань приймає більші значення і задовольняє ергономічним умовам при $0.22 < \Delta_{ст.} < 0.35 м$;

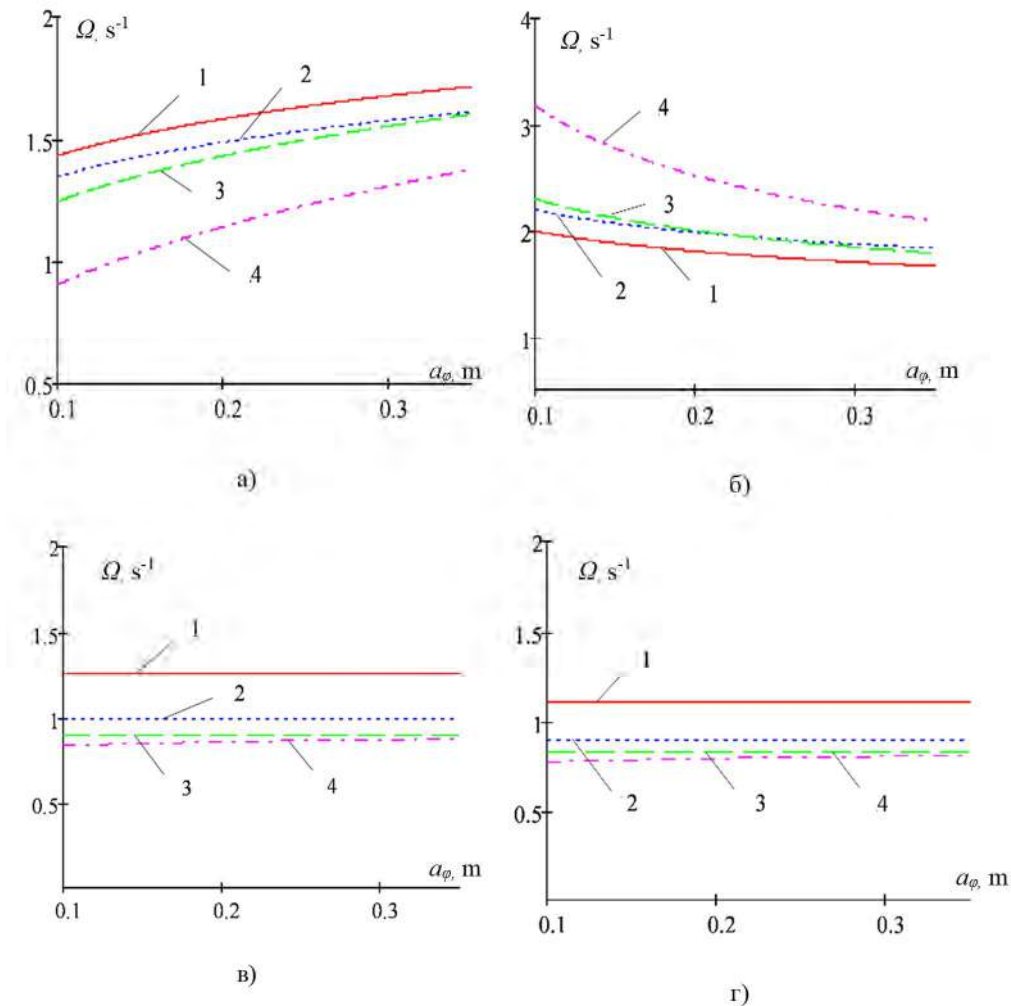


Рисунок 2.16 – Залежність частоти поперечно – кутових коливань від амплітуди за різних значень силових параметрів керованої системи підресорювання:
 а – $\Delta_{ст} = 0.15$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1$, $\nu_1 = 0$; 1 – $\nu_1 = 2/9$; 2 – $\nu_2 = 2/7$; 3 – $\nu_3 = 2/5$; 4 – $\nu_4 = 2/3$; б – $\Delta_{ст} = 0.30$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1$, $\nu_1 = 0$; 1 – $\nu_1 = -2/9$; 2 – $\nu_2 = -2/7$; 3 – $\nu_3 = -2/5$; 4 – $\nu_4 = -2/3$; в – $\Delta_{ст} = 0.25$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1$, $\nu_2 > 0$; 1 – $\nu_1 = 2/13$; 2 – $\nu_2 = 4/13$; 3 – $\nu_3 = 6/13$; 4 – $\nu_4 = 8/15$; г – $\Delta_{ст} = 0.35$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1$, $\nu_2 > 0$; 1 – $\nu_1 = 2/13$; 2 – $\nu_2 = 4/13$; 3 – $\nu_3 = 6/13$; 4 – $\nu_4 = 8/15$

- для неконсервативної силової характеристика СП із значенням параметрів $\nu_1 < 0, \nu_2 > 0$ у випадку $|\nu_1| > \nu_2$ більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення власної частоти і навпаки - у випадку $|\nu_1| < \nu_2$ більшим значенням амплітуди менше значення частоти;

- неконсервативна силова характеристика СП із значенням параметрів $\nu_1 = -\nu_2, \nu_2 > 0$ задовольняє ергономічним умовам при $0.15 < \Delta_{cm} < 0.35m$ за довільних амплітуд поперечно – кутових коливань.

Що стосується амплітуди затухання поперечно – кутових коливань, то якісна характеристика їх аналогічна до вертикальних, тому на них нижче зупинятись не будемо.

2.3 Висновки

1. Проведено структурно-схемний синтез підвіски автотранспортних засобів методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримано шість базових видів підвіски з оригінальними типами амортизаторів (гідравлічного, гідропневматичного, пневматичного, магніторідинного, гідровакуумного та пневмовакуумного типу).

Загальна кількість базових генерованих варіантів підвіски автотранспортного засобу становитиме 167 варіантів, а кількість базових варіантів в залежності від типу амортизаційного принципу коливатиметься у межах від 96 до 148 варіантів.

2. Розроблено математичну модель та приведено методику розрахунку параметрів коливань для системи підресорювання із різними законами зміни відновлюючої сили. Показано, що для СП з прогресивною характеристикою підвіски більшим значенням амплітуди поздовжньо-кутових коливань відповідає більше значення власної частоти, а для регресивної навпаки – більшим значенням амплітуди відповідає менше значення власної частоти коливань.

3. Теоретично обґрунтовано необхідність дослідження динаміки КТЗ із нелінійною силовою характеристикою СП, що дозволило отримати аналітичні залежності, які можуть бути базою для створення програмного продукту КСП з метою:

- виконання ергономічних вимог щодо перевезення людей;
- мінімізації динамічних навантажень на вантажі, які транспортуються;
- підвищення стійкості руху вздовж криволінійних ділянок шляху із нерівностями тощо.

Щодо кількісних рекомендацій, які випливають із отриманих результатів, то з метою виконання ергономічних вимог по частоті вертикальних коливань необхідно у випадку руху КТЗ вздовж шляху із великої величини вибоїнами вибирати СП із статичною деформацією $0.2 < \Delta_{cm} < 0.35 \text{ м}$ у випадках прогресивної силової характеристики системи підресорювання (при $\nu_1 = 0$; $0.1 < \nu_2 < 1$) та неконсервативної при $-0.4 < \nu_1 < 0$; $0 < \nu_2 < 1$. Що стосується руху шляхом із малими нерівностями - прогресивну СП та неконсервативну із значенням параметрів $-0.4 < \nu_1 < 1$, $0 < \nu_2 < 1$ – за статичної деформації $0.1 < \Delta_{cm} < 0.2 \text{ м}$; та $-0.7 < \nu_1 < -0.4$, $0 < \nu_2 < 1$ – за статичної деформації $0.25 < \Delta_{cm} < 0.4 \text{ м}$.

4. Отримані залежності для визначення характеристики підвіски з огляду на ергономічні вимоги експлуатації КТЗ. Встановлено, що кращою у цьому випадку є прогресивна характеристика із статичною деформацією СП $0,2 \text{ м}$ і $\nu < 2/3$ за амплітуди поперечно кутових коливань $0,025 < a_\phi < 0,16$, а також підвіска із статичною деформацією СП $0,15 \text{ м}$ і $\nu < 2/3$ за амплітуди поперечно кутових коливань $0,05 < a_\phi < 0,2$.

РОЗДІЛ III

ВПЛИВ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНОЇ ПІДВІСКИ НА КЕРОВАНІСТЬ І СТІЙКІСТЬ РУХУ МАЛОТОННАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

3.1 Стійкість КТЗ на криволінійних ділянках шляху

Коливання ПМ КТЗ впливають не тільки на комфортабельність перевезення людей, але й керованість і стійкість руху під час об'їзду перешкод, маневруванні, руху вздовж криволінійних ділянок шляху із нерівностями. Усім вказаним випадкам відповідає криволінійна траєкторія руху центру мас непідресореної частини, а також і точки, що співпадає із центром мас підресореної частини у її переносному русі. Із останнього випливає, що для вказаних випадків руху КТЗ мають місце рівняння кінетостатики [10-11], які крім активних та пасивних сил ураховують ще й сили інерції вказаних частин. Головний вектор сил інерції непідресореної частини Φ_Q^e (у випадку руху КТЗ зі сталою за величиною швидкістю) рівний $\Phi_Q^e = \frac{Q}{g} \frac{V^2}{R}$ і напрямлений у протилежну сторону до внутрішньої нормалі траєкторії вказаної точки. Що стосується головного вектору сил інерції ПМ, то він складається із двох складових: переносної $\Phi_{\Pi}^e = \frac{P}{g} \frac{V^2}{R}$ та відносної $\Phi_{\Pi}^r = -\frac{P}{g} \frac{d^2 z}{dt^2}$. Якщо перша складова сили інерції ПМ за напрямком визначається подібним чином як і для непідресореної, то друга – вертикального напрямку. Крім цього, головний момент сили інерції відносного руху ПМ відносно довільного центру рівний

$$M_{o.\Pi}^r = -I_o \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (3.1)$$

де I_o - момент інерції сил інерції відносно вказаного центру.

З іншого боку, найбільш небезпечними, з огляду на перекидання КТЗ під час руху вздовж криволінійних ділянок шляху є поперечно – кутові коливання [27-28, 99]. Тому нижче, для знаходження критичної швидкості стійкого руху КТЗ із неконсервативною силовою характеристикою СП вздовж криволінійної ділянки шляху, будемо урахувати лише поперечно – кутові коливання ПМ. У такому разі із рівнянь кінетостатики для системи непідресорена - підресорена маси для визначення критичної швидкості стійкого руху по перекиданню $\tilde{V}_{кр}$ маємо

$$Pb + Q \frac{a+b}{2} - I_{A_2} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} - \frac{P}{g} \frac{\tilde{V}_{кр}^2}{R} h_c - \frac{Q}{g} \frac{\tilde{V}_{кр}^2}{R} r = 0, \quad (3.2)$$

де I_{A_2} - момент інерції підресореної маси відносно точки контакту “зовнішньої” шини і шляху, який відповідно до теореми Гюйгенса – Штейнера рівний

$$I_{A_2} = \frac{P}{g} \left(\rho^2 + \left(\frac{a+b}{2} \right)^2 + h_c^2 \right); \quad (3.3)$$

де h_c - висота центру мас ПМ у статичному положенні.

У роботі вважається, що радіус кривини шляху є значно більшим від бази КТЗ, тому приймається, що радіус кривини точок КТЗ у переносному русі є незмінним.

Якщо у виразі для моменту сил інерції відносного руху ПМ обмежитись максимальними значеннями використаних Ateb-функцій, отримаємо

$$Pb + Q \frac{a+b}{2} - I_{A_2} \frac{4a_\varphi(1-\nu_1)}{(\nu_2+2)(2-\nu_1)} \Omega^2(a_\varphi) - \frac{P}{g} \frac{\tilde{V}_{кр}^2}{R} h_c - \frac{Q}{g} \frac{\tilde{V}_{кр}^2}{R} r = 0. \quad (3.4)$$

Остання залежність визначає критичне значення швидкості стійкого руху із урахуванням поперечно – кутових коливань у вигляді

$$\tilde{V}_{кр} = \sqrt{\frac{Pb + Q \frac{a+b}{2} - I_{A_2} \frac{4a_\varphi(1-\nu_1)}{(\nu_2+2)(2-\nu_1)} \Omega^2(a_\varphi)}{Ph_c + Qr}} Rg \quad (3.5)$$

На рис. 3.1 для деяких геометричних та силових параметрів КТЗ подано залежність критичної з огляду на перекидання швидкості стійкого руху від амплітуди поперечно – кутових коливань.

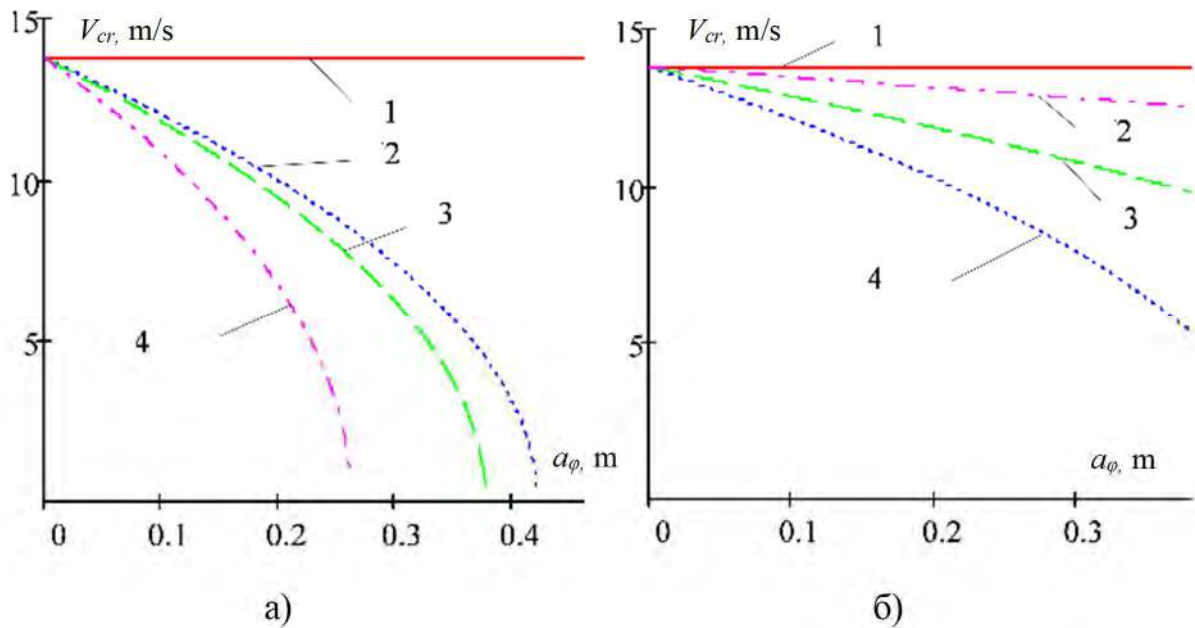


Рисунок 3.1 – Закони зміни критичної швидкості по перекиданню за різних значень силових параметрів СП від амплітуди поперечно – кутових коливань:
 а – $\Delta_{st} = 0.3$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1R = 25$; $1 - \nu_1 = 0$; $2 - \nu_2 = 0$; $3 - \nu_3 = 2/13$; $4 - \nu_4 = 8/13$;
 б – $\Delta_{st} = 0.25$; $\rho = 1.4$; $a = b = 1.1R = 25$; $1 - \nu_1 = 0$; $2 - \nu_2 = 2/7$; $3 - \nu_3 = 4/7$; $4 - \nu_4 = 6/7$

З рис. 3.1 видно, що поперечно – кутові коливання ПМ призводять до зменшення критичної швидкості стійкого руху. Крім того, критична з огляду на перекидання швидкість стійкого руху, змінюється як:

- для прогресивної чи регресивної силової характеристики СП (за однакових амплітуд поперечно- кутових коливань), причому більшому значенню параметру ν_2 відповідає менше значення критичної швидкості;

відповідає менше значення критично швидкості;

- у випадку більших значень статичної деформації СП (за незмінності всіх інших кінематичних та силових параметрів СП) критичне значення швидкості стійкого руху є більшим.

3.2 Модель руху транспортних засобів малої тоннажності по криволінійному відрізку дороги

Питання курсової стійкості руху автомобілів при русі по криволінійній траєкторії з урахуванням змінних у часі сил, є актуальним, оскільки змінна динаміки автомобіля при цьому призводить до зміни параметрів стійкості автомобіля. Збереження курсової стійкості автомобіля забезпечується відповідністю режимів та вибраної траєкторії руху топології траси, стану дорожнього покриття, погоднім умовам тощо. Поєднання цих факторів є важливим елементом розробки відповідних математичних моделей, потреба яких з появою автоматизованих систем управління автомобілем суттєво зростає.

Слід відмітити, що в сучасних автомобілях для стабілізації положення автомобіля в процесі виконання маневрів використовується система ESP, що стежить за траєкторією автомобіля та її відповідністю куту повороту керма та в разі відхилення вносить керуючі впливи пригальмовуванням коліс. Зокрема, у [158, 161] наведено порівняльну характеристику траєкторії руху автомобіля з системою ESP і без неї по керованості та стійкості при заносі автомобіля на дорозі, де розкрито перевагу її використання. Проте система ESP, протидіючи недостатній чи надмірній обертальності, не забезпечує вибору оптимальної траєкторії, в цілому, при русі по криволінійним ділянкам, перебудові на іншу смугу тощо. А тому вибір оптимальної траєкторії руху автомобіля залежно від кривини траси, характеру переміщення та перебудови по смугах із узгодженням швидкісного режиму його руху є актуальною задачею.

Розвиток систем глобального позиціювання (GPS) та дистанційного зондування Землі дозволяє на новому рівні з високою точністю моделювати

розміщення траси, відслідковувати її зміни, а також визначати на ній координати рухомих об'єктів, що дозволяє розробляти ефективні моделі руху автомобіля залежно від умов на трасі [100, 163-164] у т.ч. режимі реального часу.

При русі автомобіля по криволінійній трасі на нього діятимуть інерційні сили $F_{\omega} = mv_c^2 k_C$ від дії відцентрового прискорення $a_r = v_c^2 k_C$. Для забезпечення курсової стійкості автомобіля відцентрові прискорення не повинні перевершувати певної долі прискорення земного тяжіння. Тоді допустиме відцентрове прискорення можна визначити як $a_r = k_g g$, де k_g - коефіцієнт, що залежить від типу автомобіля та його стану, погодних умов, стану дорожнього полотна тощо. Відповідно швидкість автомобіля по трасі не повинна перевищувати максимальної на ділянках великої кривини. Прирівнявши $k_C = K_u(l_u)$ визначимо закон зміни максимально допустимої швидкості по трасі

$$v_{don}(l_u) = \sqrt{\frac{k_g g}{K_u(l_u)}} \quad (3.6)$$

Таким вимогам в повні мірі відповідає лінія, що визначається гіперболічним тангенсом і для прямої траси має вигляд

$$y(x) = \frac{u \cdot \tanh[\lambda(x - Q/2)] + u}{2} = \frac{u \cdot e^{\lambda(2x-Q)}}{1 + e^{\lambda(2x-Q)}} \quad (3.7)$$

де u - відстань між осьовими лініями сусідніх смуг (ширина смуги);

λ - параметр згладжування кривої перебудови, визначає її розтягнутість;

Q - довжина ділянки, на протязі якої проходить перебудова смуг руху автомобіля.

Виберемо мале поперечне переміщення ε_Q , яке суттєво не впливає на динаміку автомобіля і визначення його траєкторії, та приймемо, що $y(0) = \varepsilon_Q$.

Тоді згідно [26] довжина ділянки перебудови Q визначається із умови

$$Q = \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{u - \varepsilon_Q}{\varepsilon_Q} \right) \quad (3.8)$$

де ε_Q - параметр відхилення лінії гіперболічного тангенса від осі смуги, який є несуттєвим для зміни траєкторії руху автомобіля і який визначає початок його входження в передову смугу, $\varepsilon_Q \leq 0,01$

Вигляд лінії перебудови для різних значень параметру λ для смуг шириною $u = 3$ м на ділянці довжиною 40 м наведена на рис 3.2.

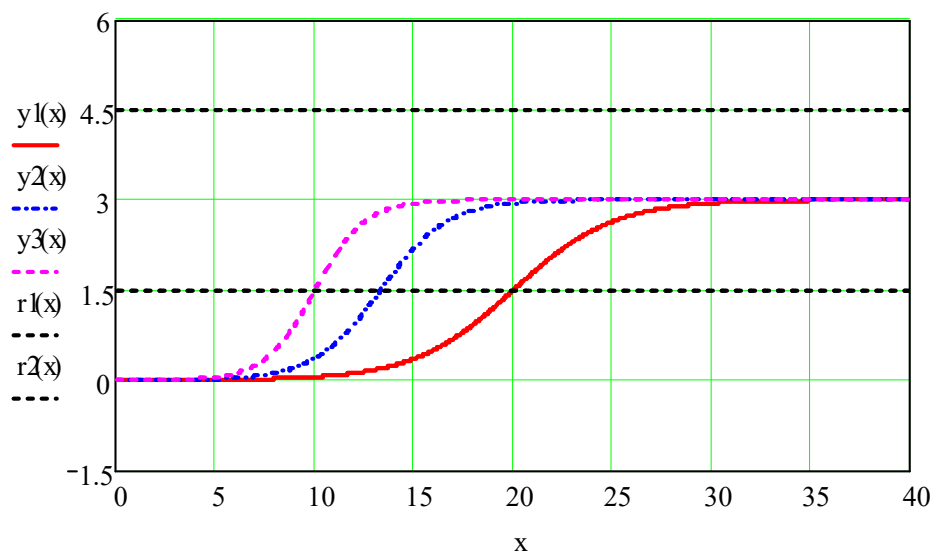


Рисунок 3.2 – Траєкторії перебудови автомобіля із однієї смуги на іншу для різних значень параметру згладжування траєкторії руху (по мірі зростання довжини перебудови): $\lambda = 0,4 \text{ м}^{-1}$; $\lambda = 0,3 \text{ м}^{-1}$; $\lambda = 0,2 \text{ м}^{-1}$

Зміна напрямку руху при перебудові смуг визначається функцією

$$y'(x) = dy / dx = 0,5\lambda u \operatorname{sech}^2 [\lambda \cdot (x - Q / 2)] , \quad (3.9)$$

яка приймає максимальне значення в т. $x = Q/2$, де рівна $y'(Q/2) = 0,5\lambda \cdot u$.

Довжина лінії перебудови визначається із залежності

$$s_Q = \int_0^Q \sqrt{1 + y_x'^2} dx. \quad (3.10)$$

Із врахуванням того, що $y'(x) \ll 0$, приймемо

$$s_Q = \int_0^Q (1 + y_x'^2 / 2) dx = Q + 0,5 \int_0^Q y_x'^2 dx. \quad (3.11)$$

Друга похідна функції відповідає за динаміку руху автомобіля і визначається за залежністю

$$y''(x) = d^2 y / dx^2 = -\lambda^2 u \tanh[\lambda(x - Q/2)] \operatorname{sech}^2[\lambda(x - Q/2)] \quad (3.12)$$

Функція (3.8) має два екстремуми, що рівні

$$y_{ext}'' = \pm k_\lambda \lambda^2 u, \quad (3.13)$$

де k_λ - коефіцієнт рівний $k_\lambda = 0,385$.

Залежність зміни для логістичної кривої перебудови з параметром на шляху довжиною $Q = 40$ м для траси шириною смуги $u = 3$ м за наведена на рис. 3.3.

Для пологих ліній перебудови автомобіля з однієї смуги на іншу його кривина визначається за залежністю

$$K_x = y''(x) / \sqrt{1 + y'^2} = k_K y''(x). \quad (3.14)$$

де k_K - коефіцієнт приведення, $k_K = 0,96$.

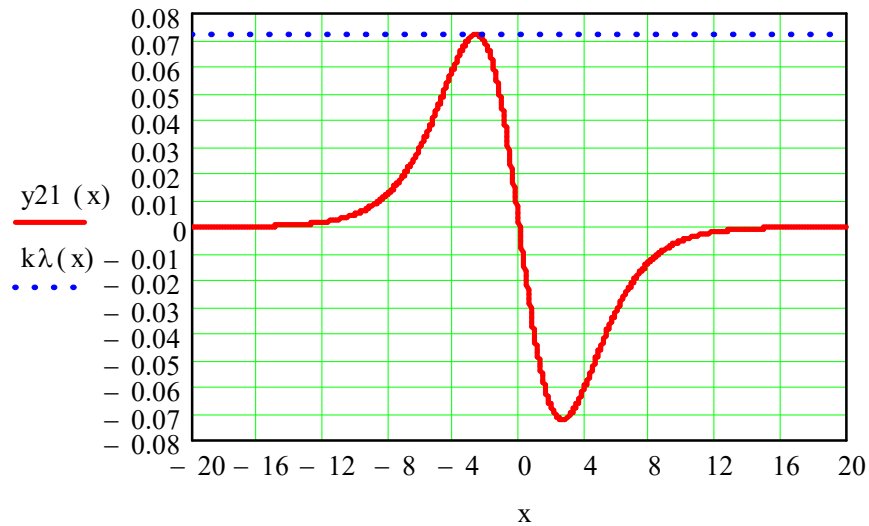


Рисунок 3.3 - Графік функції другої похідної $y''(x)$ функції логістичної кривої (25) з параметром $\lambda = 0,25$ при зміні смуги руху шириною $u = 3$ м на ділянці траси довжиною $Q = 40$ м.

Відповідно, на автомобіль діятимуть інерційні сили $F_{\omega} = mv^2 K_x$ від дії відцентрового прискорення $a_r = v^2 K_x$. Для забезпечення курсової стійкості автомобіля обмеження по допустимому відцентрову прискоренню при перебудові автомобіля по смугах накладає обмеження на вибір траєкторії перебудови залежно від швидкісного режиму руху. Із врахуванням (3.9), (3.10) та (3.14) - параметр згладжування кривої перебудови λ повинен бути не більше

$$\lambda = \sqrt{\frac{k_g g}{k_{\Sigma} v^2 u}} \quad (3.15)$$

де $k_{\Sigma} = k_K k_{\lambda}$ - комплексний коефіцієнт впливу траєкторії руху при перебудові на динаміку автомобіля.

Якщо перебудова автомобіля із однієї смуги на іншу відбувається за траєкторією, що описується (3.8), то, із врахуванням (3.12) та (3.14) то довжина ділянки перебудови має становити

$$Q = v \sqrt{\frac{k_{\Sigma} u}{k_g g}} \ln \left(\frac{u - \varepsilon_Q}{\varepsilon_Q} \right) \quad (3.16)$$

У випадку, коли перебудова на іншу смугу проводиться на криволінійній ділянці траси, то розрахунок впливу швидкісного режиму руху на траєкторію перебудови проводиться аналогічно із врахуванням того, що кривини траси та кривини перебудови додаються, що вносить зміни в розрахунок відцентрового прискорення.

Одним із важливих моментів при входженні автомобіля в поворот є врахування не тільки прискорень та, відповідно сил, що діють у центрі мас автомобіля, але і кутових прискорень та, відповідно, моментів, прикладених у центрі мас автомобіля. Згідно [70]

$$I_z d^2 \varphi / dt^2 = \Sigma M_z, \quad (3.17)$$

де I_z - момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі, яка проходить через центр мас;

$d^2 \varphi / dt^2$ - кутове прискорення автомобіля відносно вертикальної осі z ;

ΣM_z - сума всіх моментів від поздовжніх та бокових реакцій полотна на колеса (осі) автомобіля.

Під час повороту передні та задні колеса проходять по різних траєкторіях із різною кривиною траси. Миттєвий кут повороту автомобіля пов'язаний з елементарними переміщеннями середин передньої ds_1 та задньої ds_2 . осей залежностями [164].

$$d\varphi = k_1 ds_1 = k_2 ds_2 = \frac{ds_1 \sin(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{A \cos \delta_2} = \frac{ds_2 \sin(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{A \cos(\theta - \delta_1)}, \quad (3.18)$$

де k_1 та k_2 - кривини траєкторій руху переднього та заднього уявних коліс велосипедної моделі автомобіля;

δ_1 та δ_2 - кути відведення, відповідно переднього та заднього коліс у даній моделі;

θ - кут повороту уявного колеса, що зв'язаний з кутами повороту лівого та правого передніх коліс функціональним зв'язком;

A - база автомобіля.

Із (3.18) випливає, що кривина траєкторії середини осі задніх коліс в заданий момент часу буде $k_2 = k_1 \cos(\theta - \delta_1) / \cos \delta_2$, що потрібно враховувати при виборі траєкторії повороту.

Оскільки водієм задається траєкторія переміщення передньої осі із кривиною k_1 , то в моделі саме вона визначатиме вибір траєкторії. Із (3.18) кутове прискорення автомобіля

$$d^2\varphi / dt^2 = v_1 \cdot dk_1 / dt + k_1 \cdot d^2s_1 / dt^2, \quad (3.19)$$

де v_1 - швидкість передньої осі автомобіля.

При переході автомобіля від прямолінійного руху з кривиною $k_0=0$ до колового руху із кривиною $k_{1R} = 1/R$, де R радіус повороту по серединній лінії смуги руху, відбувається скачкоподібна зміна кривини траєкторії k_1 і, відповідно, кута повороту коліс θ , що призведе до суттєвого приросту кривини dk_1 / dt . А це, в свою чергу із врахуванням (3.17), призведе до різкого росту сумарного моменту ΣM_z і, відповідно, до перерозподілу сил взаємодії коліс із дорожнім полотном, що може спричинити втрату стійкості автомобіля та його керованості. А тому, при входженні в поворот, між прямолінійною та коловою ділянками має бути перехідна ділянка із плавною зміною кривини траєкторії руху.

Із врахуванням того, що $dk_1 / dt = (dk_1 / ds) \cdot (ds / dt)$, отримуємо обмеження щодо недопущення заносу автомобіля з його поворотом відносно вертикальної осі

$$v_1^2 \cdot dk_1 / ds + k_1 \cdot dv_1 / dt \leq M_z / I_z = k_M g A (m / I_z), \quad (3.20)$$

де k_M - коефіцієнт, який залежить від типу автомобіля, зчеплення коліс із дорожнім полотном тощо;

Крім того, на вершині повороту на автомобіль діятимуть максимальні відцентрові сили, із врахуванням яких на його швидкість накладаються обмеження на дію відцентрових сил

$$v_C^2 \cdot k_C \leq k_g mg, \quad (3.21)$$

де v_C - поступальна швидкість центру мас автомобіля;

k_C - кривина траєкторії переміщення центру ваги автомобіля;

k_g - динамічний коефіцієнт зчеплення коліс із дорожнім полотном.

Як впливає із (3.20) та (3.21), вибір траєкторії траси має суттєве значення для забезпечення стабільності руху та керованості автомобіля. Особливо важливим є вибір траєкторії проходження поворотів, зокрема на перехрестях, де кривина траси є суттєвою і ускладнює керованість автомобілем.

Розглянемо схему повороту автомобіля на перехресті, рис. 3.4. Розмістимо систему координат $Oxuz$ з початком в центрі O кола радіусом r_0 , яке обмежує проїжджу частину, а вісь Oy спрямуємо в сторону ділянки з мінімальною кривиною траєкторії повороту (до центру перехрестя). Відповідно, крива траєкторії руху автомобіля повністю лежатиме в зоні додатних значень функції $y = f(x)$, що її описує. Віддаль від початку координат O до центру перехрестя C позначимо $OC = c$. Траєкторія руху автомобіля перетинатиме вісь Ox в точках x_{min} та x_{max} відповідно, які обмежують область визначення моделі. Для Х-подібного перехрестя, де дороги пересікаються під прямим кутом, отримаємо

$$x_{min} = -x_{max} = -\sqrt{2}(r_0 + u / 2) = -c + u / \sqrt{2}, \quad (3.22)$$

де u - ширина смуги руху.

Відлік шляху автомобіля $s = s(t)$ проводимо від точки x_{min} , де $s = 0$ і яка розміщена від центра перехрестя на віддалі $L = 2r_0 + 1,5u$. В точці s_0 , яка відстає від центру перехрестя на віддаль l_0 , автомобіль змінює траєкторію проходження

повороту з прямолінійної на криволінійну. Керованість автомобіля передбачає контроль зміни кута повороту коліс θ , кривини траєкторії k_1 , k_2 та k_c та інших параметрів від пройденого шляху (який є у функції від часу $s = s(t)$) і, який для руху по прямолінійній траєкторії зв'язаний із поточною відстанню від автомобіля до центра перехрестя l_s залежністю $s(t) = L - l_s$.

На прямих ділянках траєкторія до входу в поворот, тобто до т. s_0 з координатою x_1 , та після виходу з нього (із симетричною координатою x_2) опишеться рівнянням

$$y = f_0(x) = c - u / \sin \varphi - |x| \operatorname{ctg} \varphi, \quad (3.23)$$

де φ - половина кута між перехрещеними дорогами (кут між якими 2φ).

Проходження повороту на інтервалі $x_1 \leq x \leq x_2$ відбувається за симетричною відносно осі Oy кривою, яку для різних випадків апроксимуємо такими рівняннями:

- кола $y = f_1(x) = \sqrt{R^2 - x^2}$, для якого $R = r_0 + u / 2$;
- параболи $y = f_2(x) = y_{\max} - ax^2$, де $y_{\max} = r_0 + u / 2 = R$;
- гіперболічного косинуса $y = f_3(x) = y_{\max} + b - b \operatorname{ch}(x/b)$
- а також многочленами вищих порядків.

Для перехрестя доріг під прямим кутом, рис. 3.4,а, $\varphi = \pi / 4$. В цьому випадку координати початку та закінчення колової траєкторії будуть $x_{1,2} = \mp (r_0 + u / 2) \cos \varphi$, $y_{1,2} = (r_0 + u / 2) \sin \varphi$. Початок перебудови траєкторії знаходиться від центру перехрестя на віддалі $l_0 = (r_0 + u) / \operatorname{tg} \varphi$. В точках спряження траєкторій (з координатами x_1 та x_2), функція кривини траси має розрив від $k_d = 0$ (для прямої траєкторії) до $k_c = R$ (для колової траєкторії), що на практиці призводить до різкого приросту кривини dk_1 / ds і, відповідно, ризику втрати стійкості автомобіля.

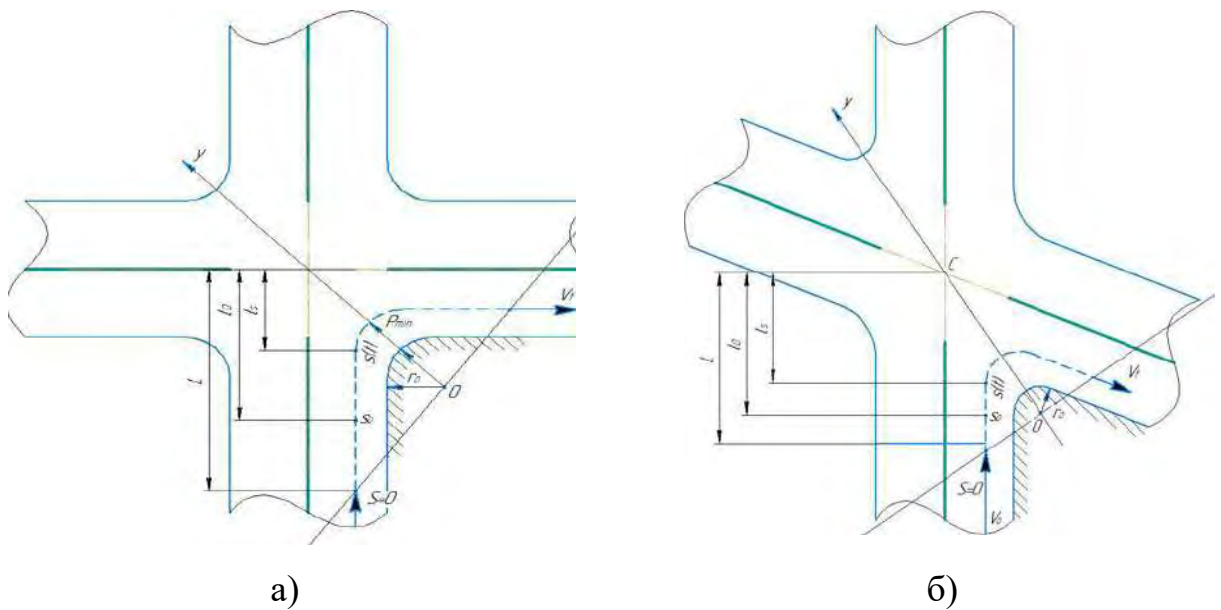


Рисунок 3.4 – Схема повороту автомобіля на перехресті: а - під прямим кутом; б - під довільним утом

В рівнянні параболічної траєкторії параметр a визначається із умови дотику ліній $f_0(x)$ та $f_2(x)$, $a = \sin^3 \varphi / [4 \cos \varphi (1 - \sin \varphi)]$. Координати початку та завершення перебудови будуть $x_{1,2} = \mp \operatorname{tg} \varphi / (2a)$. Початок перебудови знаходиться від центру перехрестя на віддалі $l_0 = (|x_1| + 0.5u) / \sin \varphi$.

Параметри рівняння гіперболічного косинуса, яким описується траєкторія перебудови, визначається із умови спряження кривих $f_0(x)$ та $f_3(x)$. Зокрема, із умови рівності перших похідних функцій $f_0(x)$ та $f_3(x)$, параметр $v = |x_1| / \operatorname{arsh}(\operatorname{tg} \varphi)$, а координати точок спряження x_1 та x_2 шукаються із розв'язку рівняння $f_0(x) = f_3(x)$.

На рис.3.5 наведено графічне зображення залежності (3.23) ломаної лінії $y_d(x) = f_0(x)$, що описує пряму ділянку траси та залежностей $y_c(x) = f_1(x)$, $y_h(x) = f_3(x)$ та $y_p(x) = f_2(x)$, які відображають криволінійні ділянки траси, описані, відповідно, рівняннями кола, гіперболічного косинуса та параболи, графіки яких спряжені із прямолінійною ділянкою. Графіки побудовані для моделі перехрестя з прямим пересіченням доріг, в якій ширина смуги руху приймалась $u = 3$ м та радіус обочини, що обмежує проїжджу частину також

$r_0 = 3$ м, що за умовами руху наближається до радіусу мінімального розвороту легкового автомобіля. Траєкторії руху у всіх випадках прокладені по середині смуги руху (на віддалі $R = 4,5$ м від обочини дороги). На рис. 3.6 наведено траєкторії трас за відповідними залежностями безпосередньо в зоні спряження, тобто в зоні входження автомобіля в поворот.

За результатами апробацій моделі проведено аналіз траєкторій кривих спряжених із прямолінійною ділянкою, який показує, що на вершині повороту ($x = 0$) максимальний радіус кривини спостерігається для колової траєкторії $R = R_d(x = 0) = 4,5$ м, в траєкторії по гіперболічному косинусу радіус кривини становить $R = R_p(x = 0) = 4$ м, в траєкторії по параболі відповідно $R = R_h(x = 0) = 3,73$ м.

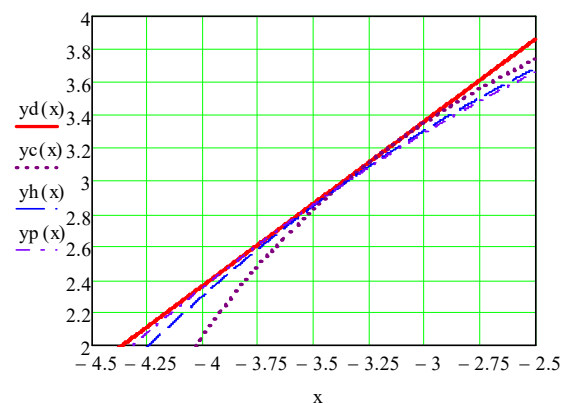
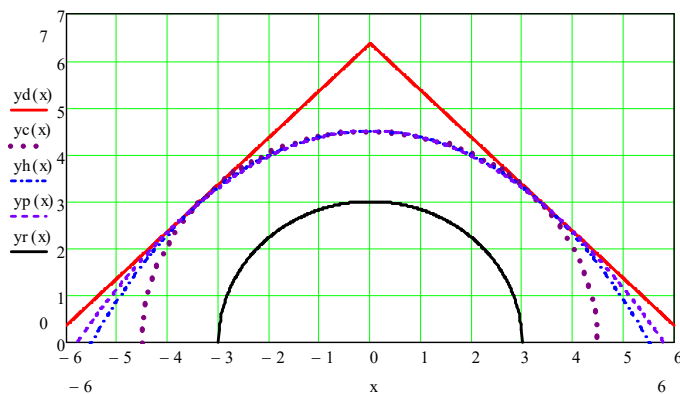


Рисунок 3.5 – Траєкторії трас, що описуються залежностями: ломаної прямої $y_d(x)$, кола $y_c(x)$, гіперболічного косинуса $y_h(x)$ та параболі $y_p(x)$, для проходження автомобілем повороту на прямому $y_r(x)$ в місці їх перехресті

Рисунок 3.6 – Траєкторії трас, що описуються прямою $y_d(x)$ та кривими, відповідно, кола $y_c(x)$, гіперболічного косинуса $y_h(x)$ та параболі $y_p(x)$ в зоні їх спряження.

Координати точки спряження, відповідно, становлять: для колової траєкторії - $x_{dl,2} = \mp 3,18$ м; для спряження із $x_{dl,2} = \mp 3,525$ м; для спряження з параболічною траєкторією $x_{dl,2} = \mp 3,73$ м. Розрив в значеннях кривин в точці спряження для переходу від прямолінійної до колової траєкторії складає

$\Delta k_{dc} = 0.22 \text{ м}^{-1}$, до траєкторії за гіперболічним косинусом $\Delta k_{dh} = 0,125 \text{ м}^{-1}$, до траєкторії за параболою $\Delta k_{dp} = 0.19 \text{ м}^{-1}$.

Апроксимація траєкторії повороту спряженими відрізками, де криволінійна ділянка описується рівняннями $f_2(x)$ чи $f_3(x)$, порівняно з $f_1(x)$, зменшує різкий стрибок кривини і, відповідно, моменти сил, що діють на автомобіль відносно вертикальної осі, але не усуває їх. Для плавного переходу в місці спряження прямої траєкторії, що описується залежністю $f_0(x)$ з криволінійною за довільним законом $f_i(x)$ доцільно використати логістичну залежність виду

$$F(x) = \frac{f_0(x)e^{-\lambda_x p(x)} + f_i(x)e^{\lambda_x p(x)}}{e^{-\lambda_x p(x)} + e^{\lambda_x p(x)}}, \quad (3.24)$$

де λ_x - параметр згладжування спряження, $\lambda_x \gg 1$;

$p(x)$ - функція вибору ділянки шляху, $p(x) = (x - x_1)(x_2 - x)$.

Графічно функція спряження прямої ділянки $y_d(x) = f_0(x)$ із коловою $y_c(x) = f_1(x)$ наведена на рис. 3.7. Перевагою використання залежності (3.20) є те, що функція $F(x)$, її перша, друга та наступні похідні є неперервними та гладкими. При великих значеннях параметру ступеня згладжування, $\lambda_x \geq 10$, залежність (3.20) максимально наближена до $f_0(x)$ та $f_1(x)$ на відповідних ділянках, проте в зоні спряження спостерігатимуться суттєві значення приросту кривини dk_1 / dt , що згідно може призвести до втрати стійкості. При малих значеннях λ_x плавність повороту буде порушена, що спричинятиме незручності при слідуванні за теоретичною траєкторією. Вказані недоліки можуть бути суттєвими при великих швидкостях входження в поворот.

Для швидкісних трас рекомендовано повороти проходити по траєкторії, що описується многочленом (поліномом) вищих степенів.. Шукана функція має бути симетричною, неперервно диференційованою та мати в точці спряження з

прямою ділянкою траєкторії нульову кривину. Цим вимогам відповідає многочлен виду

$$y_m = f_4(x) = R - a_m c^4 + a_m (c^2 - x^2)^4 \quad (3.25)$$

де a_1 та c - параметри моделі що визначаються координатами точок спряження x_1 та x_2 ($x_2 = -x_1$), $a_m = \operatorname{tg} \phi / (8x_2^3)$, $c = \sqrt{3}x_2$.

Координати точок спряження x_1 та x_2 визначаються із розв'язку рівняння $f_0(x) = f_4(x)$. Зшивання цих функцій залежністю (3.25) забезпечує плавне зростання, у т.ч. в зоні спряження, кривини траєкторії від нуля до максимального значення у вершині повороту. Приклад траєкторії за залежністю (3.16) наведена на рис. 3.8 для прямого перехрестя із шириною смуг руху $u = 3$ м та радіусом обочини, що обмежує проїжджу частину $r_0 = 3$ м. Для цих умов мінімальне значення радіусу кривини траєкторії у вершині повороту буде $R = R_m(x=0) = 3,24$ м, що менше ніж у попередніх випадках. Проте завдяки гладкості траєкторії в зоні спряження апроксимація повороту залежністю (3.25) доцільна для швидкісних трас із значним радіусом поворотів.

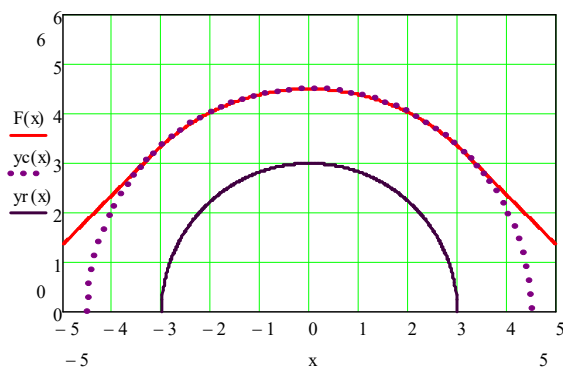


Рисунок 3.7 – Траєкторія траси, що описуються логістичною залежністю, що зшиває: ломану пряму $y_d(x)$, та коло $y_c(x)$ із параметром згладжування $\lambda=8$

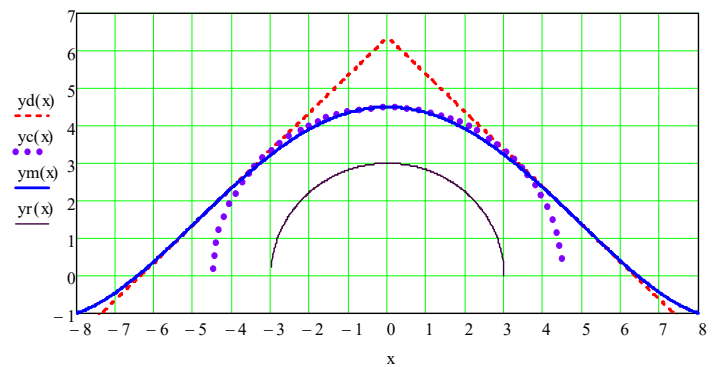


Рисунок 3.8 – Траєкторії трас, що описуються залежностями: ломаної прямої $y_d(x)$, кола $y_c(x)$, гіперболічного косинусу

За попереднім аналізом входження в поворот по кривій, що описується рівнянням гіперболічного косинуса є більш сприятливим, порівняно з іншими варіантами, оскільки поєднує більшу плавність зміни кривини в зоні спряження із достатнім радіусом кривини для забезпечення стійкості автомобіля від дії відцентрових сил. За результатами досліджень напрацьовані рекомендації щодо раціональної траєкторії входження в поворот та вибору швидкісного режиму, який забезпечує стійкість та керованість автомобіля при проходженні повороту для різних видів перехрестя, в тому числі під непрямыми кутами.

Підсумовуючи можна зауважити, що опис процесу проходження повороту є оптимізаційною задачею, в якій вибір траєкторії повороту є елементом структурної оптимізації, а вибір параметрів рівняння траєкторії є двокритеріальною задачею, в якій мінімізуються одночасно як кутові прискорення повороту автомобіля так і відцентрові прискорення кругового руху.

3.3 Дослідження стійкості автомобіля при наїзді на перешкоду

3.3.1 Взаємодія колеса із плоскою перешкодою, встановленою під кутом

Розглянемо випадок наїзду передніми колесами автомобіля на перешкоду у вигляді штучної нерівності (наприклад, пристрою примусового зниження швидкості руху транспортних засобів) яка має вигляд площини, розміщеної під певним кутом γ (рис.3.9). У подальшому розглядатимемо тільки одне із двох коліс, зовнішнім діаметром D і, відповідно, радіусом $R_e = D/2$. Розглянемо проекцію дорожнього полотна на його вертикальний поздовжній перетин і виберемо систему координат Oxy , центр O якої розміщено в точці перетину дорожнього полотна із похилою перешкодою, а вісь Ox - горизонтально (по дорожньому полотну), в напрямку руху автомобіля

Приймемо, що жорсткість дорожнього полотна та перешкоди суттєво вищі від жорсткості колеса. Тоді, при навантаженні під дією сили тяжіння від маси

автомобіля, внаслідок пружного контакту із дорожнім полотном, зовнішній радіус колеса зменшиться на величину прогину u_1 , а при наїзді на пологіу перешкоду - на величину u_2 .

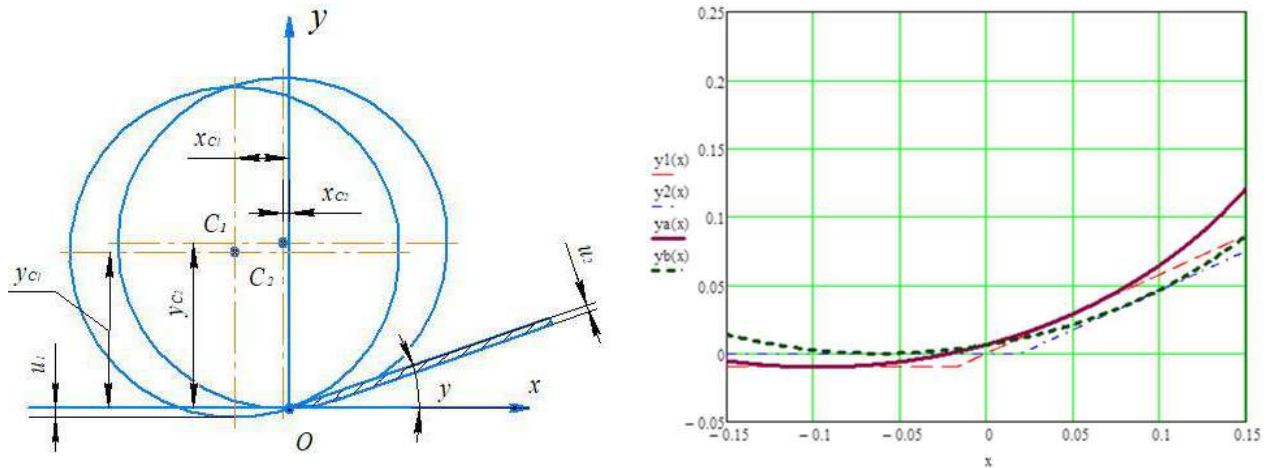


Рисунок 3.9. Схема наїзду колеса на плоску похилу перешкоду (а) та її комп'ютерна модель (б).

Рівняння полотна f_1 та перешкоди f_2 в нормальному вигляді

$$f_1 = y = 0; \quad f_2 = y \cos \gamma - x \sin \gamma = 0. \quad (3.26)$$

Сумісне рівняння лінії переходу дорожнє полотно - перешкода запишемо у вигляді, рис.3.9, б

$$f_{12} = \min(f_1, f_2) = y(I + \cos \gamma) - x \sin \gamma + |y(I - \cos \gamma) + x \sin \gamma| = 0. \quad (3.27)$$

Розглянемо момент, коли колесо тільки дотикається до перешкоди і на нього накладені тільки в'язі зі сторони горизонтального полотна (реакція N_1). Координати центра $C(x_{C1}; y_{C1})$ обертання (осі) колеса в цьому випадку шукаємо із сумісного розв'язку рівнянь траєкторій по полотні (з прогином $u_1 = u_{10}$) та по похилій перешкоді (із $u_2 = 0$).

$$\begin{aligned} y_{CI} - R + u_{10} &= 0; \\ y_{CI} \cos \gamma - x_{CI} \sin \gamma - R &= 0. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Звідки

$$y_{CI} = R - u_{10}; \quad x_{CI} = \frac{(R - u_{10}) \cos \gamma - R}{\sin \gamma}. \quad (3.29)$$

В момент повного переходу колеса на похилу перешкоду, $u_1 = 0$, а $u_2 = u_{20} > 0$ і координати центра $C(x_{C2}; y_{C2})$ визначаються із системи

$$y_{C2} - R = 0; \quad y_{C2} \cos \gamma - x_{C2} \sin \gamma - R + u_{20} = 0. \quad (3.30)$$

Звідки

$$y_{C2} = R; \quad x_{C2} = \frac{R \cos \gamma - R + u_{20}}{\sin \gamma}. \quad (3.31)$$

Центр колеса зміститься вгору на величину $\Delta y_C = u_1$, а по ходу руху на величину

$$\Delta x_C = \frac{u_{10} \cos \gamma + u_{20}}{\sin \gamma}. \quad (3.32)$$

Відповідно, автомобілю, для повного переходу на перешкоду необхідно подолати шлях який рівний $s_\Delta = \Delta x_C$. За швидкості автомобіля (і його колеса) v_C він цей перехід здійснить за час $t_\Delta = s_\Delta / v_C$.

Для випадку, коли колесо частково знаходиться на дорожньому полотні, а частково на плоскій похилій перешкоді, залежності для визначення біжучих координат центра колеса мають вид

$$\begin{aligned} y_C - R + u_1 &= 0; \\ y_C \cos \gamma - x \sin \gamma - R + u_2 &= 0. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Звідки

$$y_C = R - u_1; \quad x_C = \frac{(R - u_1) \cos \gamma - R + u_2}{\sin \gamma}. \quad (3.34)$$

Відповідно, шлях $s = x_C - x_{Cl}$, який колесо пройде від початку контакту із перешкодою до довільного проміжного значення $C(x_C; y_C)$, визначиться за залежністю

$$s = \frac{(u_{10} - u_1) \cos \gamma + u_2}{\sin \gamma}. \quad (3.35)$$

Прийmemo, що i -те колесо сприймає k_i частину загальної ваги автомобіля $P_i = k_i G$, де $\sum_{i=1}^4 k_i = 1$. За умови належного робочого тиску в шині колеса, воно підпорядковується закономірностям пружного тіла і, в цьому випадку, зв'язок із навантаженням та прогином поверхні колеса можна записати залежністю Згідно розв'язку задачі Герца, сила ударної взаємодії двох тіл при пружному контакті:

$$P_k = k_P u_k^{3/2}, \quad (3.36)$$

де u_k - біжуча величина жорсткого зближення при переході колеса на перешкоду в контактній задачі Герца;

k_P - коефіцієнт, що враховує пружні властивості тіла контакту та геометрію тіл зближення;

$$k_P = \frac{4}{3\pi} \cdot (K_K + K_{II})^{-0.5} \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \right)^{-1}, \quad (3.37)$$

де K_K , K_{II} - приведені кривини поверхонь тіл (колеса та дорожнього полотна в точці контакту, для плоских поверхонь $K_{II} = 0$, для колеса $K_K = 1/R + 1/r_k$. Тут r_k - радіус профілю шини в радіальному перерізі.

Відповідно, маса автомобіля, що припадає на одне колесо, при перекочуванні на перешкоду перерозподіляється на сили контактної взаємодії з поверхнею дорожнього полотна P_1 та з плоскою похилою перешкодою P_2

$$P_1 + P_2 \cos \gamma = k_i G. \quad (3.38)$$

Прийmemo, що пружні властивості дорожнього полотна та плоскої

перешкоди та геометрія їх контакту будуть однакові . Тоді, із врахуванням (3.36), залежність (3.38) має вид

$$k_P u_1^{3/2} + k_P u_2^{3/2} \cos \gamma = k_i G . \quad (3.39)$$

На початку контакту з рівняння (3.39) має вид $k_P u_{10}^{3/2} = k_i G$. Відповідно, з врахуванням (3.36) умова співвідношення між параметрами u_2 та u_1 має вид

$$u_1^{3/2} + u_2^{3/2} \cos \gamma = u_{10}^{3/2} . \quad (3.40)$$

Звідси

$$u_2 = \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\cos \gamma} \right)^{2/3} . \quad (3.41)$$

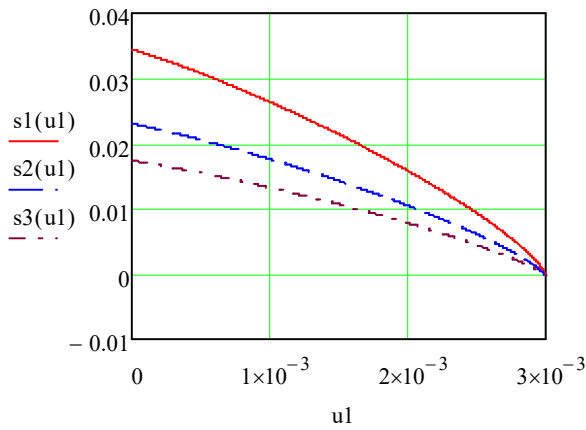
Відповідно, взаємозв'язок між переміщенням центра колеса x_C та прогином u_1 буде

$$x_C = \frac{(R - u_1) \cos \gamma - R + \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\cos \gamma} \right)^{2/3}}{\sin \gamma} . \quad (3.42)$$

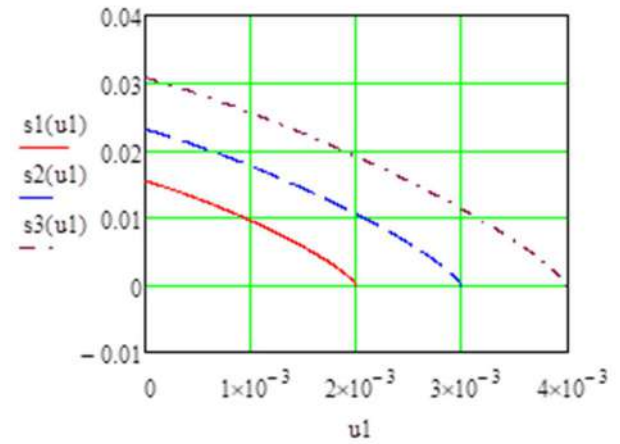
Біжуча довжина $s = x_C - x_{Cl}$ переміщення колеса від точки x_{Cl} початку контакту із площиною то біжучої точки x_C ,

$$s = \frac{u_{10} \cos \gamma - u_1 \cos \gamma + \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\cos \gamma} \right)^{2/3}}{\sin \gamma} . \quad (3.43)$$

Графіки взаємозв'язку параметрів s та u_1 при переїзді колеса зовнішнім діаметром 0.6 м із дорожнього полотна на перешкоду, для різних значень кута підйому перешкоди (а) та початкового прогину шини (б), наведено на рис 3.10



(а)



(б)

Рисунок 3.10. Залежність зміни шляху s_i проходження автомобілем плоскої похилої перешкоди від прогину u_1 шини на дорожньому полотні при різних її кутах нахилу (град): 1 - $\gamma_1=10$; 2 - $\gamma_2=15$; 3 - $\gamma_3=20$ (а) та різних початкових прогинах u_1 шини на дорожньому полотні (мм): 1- $u_1=3$; 2- $u_1=3$; 3 - $u_1=4$ (б).

Якщо із залежності (3.40) u_1 вразити через u_2 , $u_1 = (u_{10}^{3/2} - u_2^{3/2} \cos \gamma)^{2/3}$, то отримаємо взаємозв'язок між переміщенням центра колеса x_C та величиною прогину u_2 шини на перешкоді

$$x_C = \frac{[R - (u_{10}^{3/2} - u_2^{3/2} \cos \gamma)^{2/3}] \cos \gamma - R + u_2}{\sin \gamma}. \quad (3.44)$$

Аналогічно, шукаємо зв'язок між пройденим шляхом S та параметром прогину u_2

$$S = \frac{[u_{10} - (u_{10}^{3/2} - u_2^{3/2} \cos \gamma)^{2/3}] \cos \gamma + u_2}{\sin \gamma}. \quad (3.45)$$

На рис. 3.11 графічно наведено взаємозв'язок шляху, пройденому колесом зовнішнім діаметром 0.6 м при переході із дорожнього полотна на похилу перешкоду із параметром прогину шини в зоні її контакту із перешкодою залежно від кута нахилу перешкоди (а) та початкового прогину шини (б).

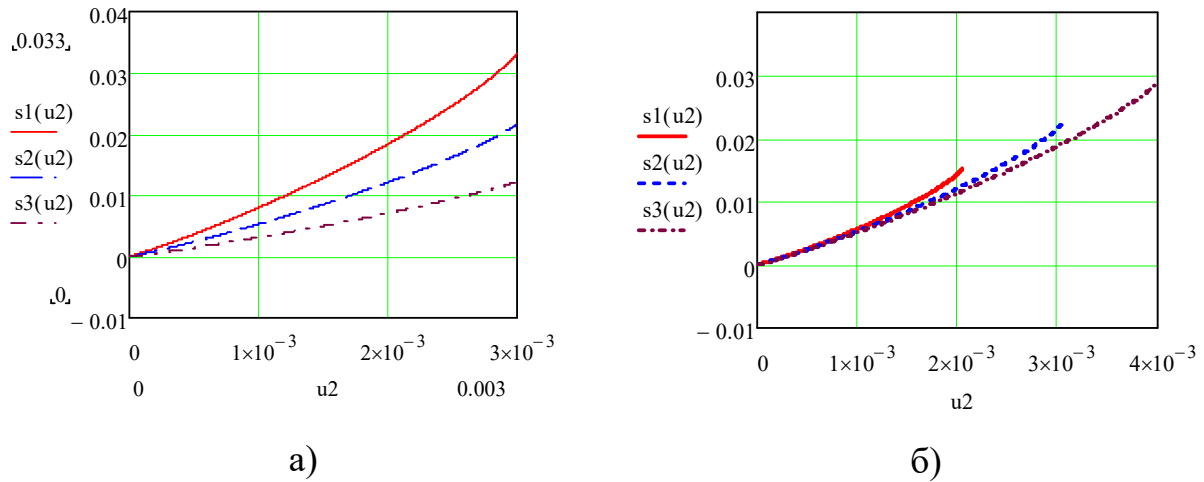


Рисунок 3.11 Залежність зміни шляху проходження автомобілем плоскої похилої перешкоди від прогину шини на перешкоді u_2 при різних її нахилах (град): 1 - $\gamma_1=10$; 2 - $\gamma_2=15$; 3 - $\gamma_3=20$ (а) різних початкових прогинах u_1 шини на дорожньому полотні (мм): 1 - $u_1=3$; 2 - $u_1=3$; 3 - $u_1=4$ (б)

Аналіз отриманих залежностей та їх графічне представлення показує, що основними факторами, які впливають на динаміку росту прогину шин при переході на перешкоду, а, отже, і на зміну навантаження на автомобіль є кут нахилу поверхні перешкоди та початковий прогин шин при її розміщенні на дорожньому полотні, яке залежить від тиску в камері. У випадку, коли жорсткість перешкоди суттєво відрізняється від жорсткості дорожнього полотна це враховується уточненням коефіцієнту k_p в залежності (3.37) та, відповідно, введенням поправочного коефіцієнта в залежність (3.41)

Із врахуванням залежності (3.37), яка відображає пропорційний зв'язок прогинів шини u_1 та u_2 із відповідними контактними силами P_1 та P_2 , можна проаналізувати також зміну сили взаємодії колеса із перешкодою. Зокрема аналіз показує, що мірі наїзду колеса на перешкоду відбувається різке зростання сили взаємодії колеса P_2 до моменту повного переходу колеса на перешкоду із подальшою стабілізацією P_2 . Таке різке зростання при значних швидкостях руху автомобіля призводить до виникнення ударних навантажень та втрати керованості автомобілем.

3.3.2 Взаємодія колеса із перешкодою з циліндричною поверхнею

Розглянемо взаємодію колеса із перешкодою у вигляді частини циліндричної поверхні (циліндричним сегментом) радіусом r_p . Як і в попередньому випадку, вважаємо, що обоє коліс наїжджають на перешкоду одночасно, а тому розглядаємо тільки одне колесо. Розглянемо проекцію дорожнього полотна на його вертикальний поздовжній перетин і виберемо систему координат Oxy , вісь Ox якої розмістимо горизонтально (по дорожньому полотну) в напрямку руху автомобіля, а центр O - на перетину осі Ox із вертикальною віссю симетрії перешкоди, яка проходить через центр циліндричної поверхні $C_p(x_p; y_p)$. Відповідно координати центру циліндричної перешкоди будуть $x_p = 0$ та $y_p = h - r$, де h - висота перешкоди, рис. 3.12.

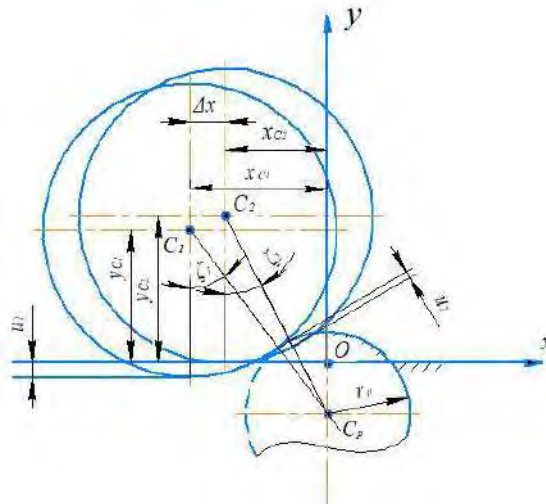


Рисунок 3. 12 Схема наїзду колеса на перешкоду із циліндричною поверхнею.

В початковий момент наїзду колеса на перешкоду все навантаження від колеса ще сприймає дорожнє полотно, а координати центра колеса будуть.

$$y_{C1} = R - u_{10}; \quad x_{C1} = (R + r) \sin \zeta_1. \quad (3.46)$$

де r - радіус циліндричної поверхні перешкоди;

ζ_1 - кут розміщення лінії центрів колеса та перешкоди.

Точка контакту E колеса із циліндричною перешкодою на проекції на площину Oxy визначатиметься кутом ζ_1 відхилення прямої, що з'єднує центри кіл колеса та перешкоди в момент контакту з перешкодою, від вертикалі.

$$\zeta_1 = \arccos[(R - u_{10} - y_p)/(R + r)]. \quad (3.47)$$

Із врахуванням (3.47) координата входження колеса в контакт із перешкодою буде

$$\begin{aligned} x_{C1} &= -(R + r)\sqrt{1 - [(R - u_{10} - y_p)/(R + r)]^2} = \\ &= -\sqrt{2R(r + u_{10} + y_p) + r^2 - (u_{10} + y_p)^2}. \end{aligned} \quad (3.48)$$

В момент, коли колесо покидає дорожнє полотно проходить розрив його в'язей і колесо контактує тільки з перешкодою. Тоді координати центру колеса в момент втрати в'язі з дорожнім полотном

$$y_{C2} = R; \quad x_{C2} = -\sqrt{(R + r - u_{20})^2 - (R - y_p)^2}. \quad (3.49)$$

Після перетворень підкореневого виразу маємо

$$x_{C2} = -\sqrt{2R(r - u_{20} + y_p) + (r - u_{20})^2 - y_p^2}. \quad (3.50)$$

Відповідно центр колеса зміститься вгору на величину $\Delta y_C = u_1$, а по ходу руху на величину

$$\begin{aligned} \Delta x_C &= -\sqrt{2R(r - u_{20} + y_p) + (r - u_{20})^2 - y_p^2} + \\ &\quad \sqrt{2R(r + u_{10} + y_p) + r^2 - (u_{10} + y_p)^2}. \end{aligned} \quad (3.51)$$

Отже, автомобілю, для повного переходу на перешкоду необхідно подолати шлях який рівний $s_\Delta = \Delta x_C$. За швидкості автомобіля v_C час, необхідний для наїзду колеса на перешкоду із втратою контакту із дорожнім полотном становитиме $t_\Delta = s_\Delta / v_C$.

Для випадку, коли колесо частково знаходиться на дорожньому полотні, а частково на перешкоді, система рівнянь для визначення біжучих координат центра колеса мають вид

$$\begin{aligned} y_C - R + u_1 &= 0; \\ x_C &= -\sqrt{2R(r + u_1 - u_2 + y_p) + (r - u_2)^2 - (u_1 + y_p)^2}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Отже, шлях $s = x_C - x_{Cl}$, який колесо пройде від початку контакту із перешкодою до довільного проміжного значення $C(x_C; y_C)$, визначиться за залежністю

$$\begin{aligned} s &= -\sqrt{2R(r + u_1 - u_2 + y_p) + (r - u_2)^2 - (u_1 + y_p)^2} + \\ &+ \sqrt{2R(r + u_{10} + y_p) + r^2 - (u_{10} + y_p)^2}. \end{aligned} \quad (3.53)$$

Аналогічно наїзду на плоску перешкоду, вага автомобіля, що припадає на одне колесо, становить долю k_i від ваги автомобіля, а рівняння рівності всіх сил на вісь матиме вигляд

$$P_1 + P_2 \cos \zeta = k_i G. \quad (3.54)$$

Тут ζ біжучий кут відхилення прямої, що з'єднує центри колеса та перешкоди, змінюється від ζ_1 до ζ_2 , рис. 3.12. Оскільки геометрія зон контакту колеса з дорожнім полотном та перешкодою циліндричної форми різняться, то із врахуванням (3.36), та (3.37) залежність (3.38) має вид

$$k_P u_1^{3/2} + \lambda k_P u_2^{3/2} \cos \zeta = k_i G. \quad (3.55)$$

де λ - коефіцієнт, що враховує відмінність приведених кривин тіл контакту, $\lambda = [K_K / (K_K + 1/r_p)]^{0,5}$.

На початку контакту з рівняння (3.39) має вид $k_P u_{10}^{3/2} = k_i G$. Відповідно, з врахуванням (3.32) мова співвідношення між параметрами u_2 та u_1 має вид

$$u_1^{3/2} + u_2^{3/2} \lambda \cos \zeta = u_{10}^{3/2}. \quad (3.56)$$

Звідси

$$u_2 = \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\lambda \cos \gamma} \right)^{2/3}. \quad (3.57)$$

Відповідно, взаємозв'язок між шляхом центра колеса x_C та прогином шини u_1 на дорожньому полотні в перехідний період буде

$$s = \sqrt{2R(r + u_{10} + y_p) + r^2 + (u_{10} + y_p)^2} - \sqrt{2R \left[r + u_1 + y_p - \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\lambda \cos \zeta} \right)^{2/3} \right] + \left[r - \left(\frac{u_{10}^{3/2} - u_1^{3/2}}{\lambda \cos \zeta} \right)^{2/3} \right]^2 + (u_1 + y_p)^2} \quad (3.58)$$

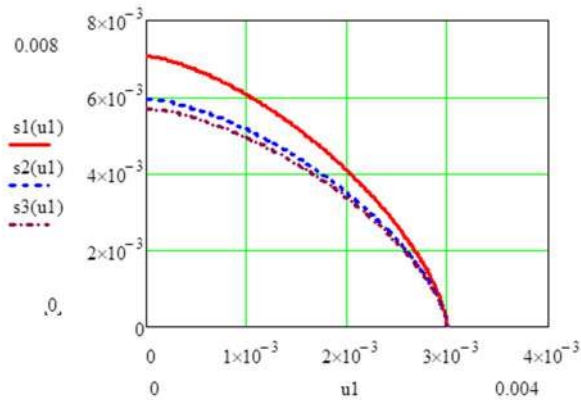
Графіки взаємозв'язку параметрів x та u_1 при переїзді колеса зовнішнім діаметром 0.6 м із дорожнього полотна на перешкоду циліндричної форми, для різних радіусів циліндричної поверхні перешкоди (а) та від початкових прогинів шини (б), наведено на рис 3.13.

Згідно співвідношення взаємозв'язку прогинів (3.40), виразимо біжучий прогин u_1 через прогин u_2 .

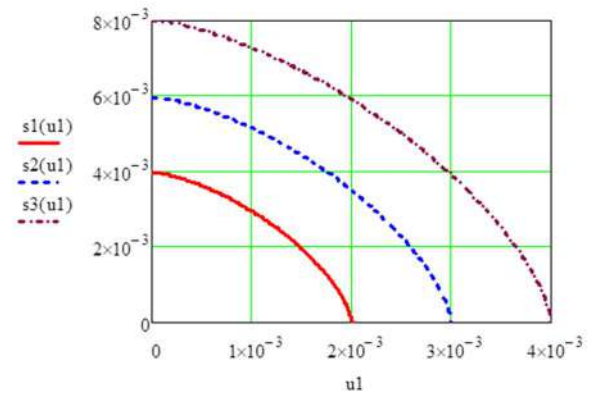
$$u_1 = (u_{10}^{3/2} - \lambda u_2^{3/2} \cos \zeta)^{2/3}. \quad (3.59)$$

Підставляючи це значення в (3.53) отримаємо взаємозв'язок між переміщенням центра колеса x_C та його прогином u_2 на перешкоді

$$s = \sqrt{2R(r + u_{10} + y_p) + r^2 + (u_{10} + y_p)^2} - \sqrt{2R \left[(r - u_2 + y_p + (u_{10}^{3/2} - \lambda u_2^{3/2} \cos \zeta)^{2/3})^2 \right] + (r - u_2 + y_p + (u_{10}^{3/2} - \lambda u_2^{3/2} \cos \zeta)^{2/3})^2 + (u_2 + y_p)^2} \quad (3.60)$$



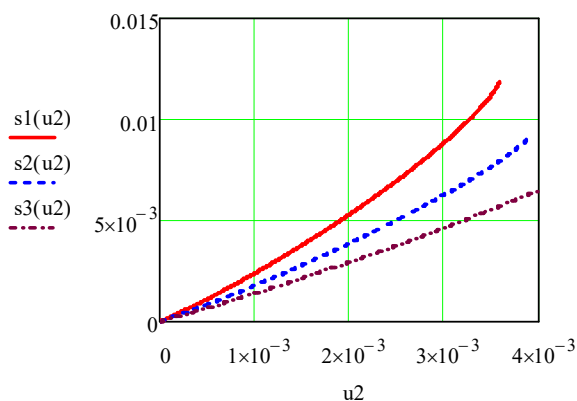
а)



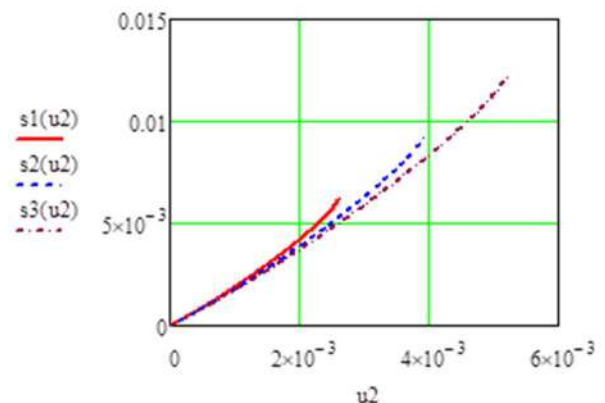
б)

Рисунок 3.13. Залежність шляху проходження автомобілем циліндричної перешкоди від прогину шини на дорожньому полотні u_2 при різних радіусах перешкоди (мм): $r_1=50$; 2 - $r_2=100$; 3- $r_3=200$ (а) та різних початкових прогинах u_1 шини на дорожньому полотні (мм) : (мм) : 1 - $u_1=3$; 2 - $u_1=3$; 3 - $u_1=4$ (б).

Графіки взаємозв'язку параметрів x та u_2 при переїзді колеса із дорожнього полотна на перешкоду циліндричної форми, для різних радіусів циліндричної поверхні перешкоди (а) та від початкових прогинів шини (б), наведено на рис 3.14.



а)



б)

Рисунок 3.14 Залежність шляху проходження автомобілем циліндричної перешкоди від прогину шини на перешкоді, u_2 при різних радіусах перешкоди (мм): 1 - $r_1=50$; 2 - $r_2=100$; 3- $r_3=200$ (а) та різних початкових

прогинах u_1 шини на дорожньому полотні (мм): 1 - $u_1=3$; 2 - $u_1=3$; 3 - $u_1=4$ (б).

Аналіз отриманих залежностей та їх графічне представлення показує, що, основними факторами, які впливають на зміну прогину шин при переході на перешкоду з циліндричною поверхнею, є радіус кривини поверхні перешкоди та початковий прогин шин при її розміщені на дорожньому полотні, яке залежить від тиску в камері. Радіус колеса на динаміку змін прогинів, у умовах перехідного процесу перенесення навантаження із дорожнього полотна на перешкоду, впливає мало, лиш в тій мірі, в якій формує кут зустрічі колеса із перешкодою. А тому, для перешкод із малою кривиною циліндричної поверхні, розрахунки можна проводити за залежностями, виведеними для похилої перешкоди, прийнявши, що $\zeta = \gamma$.

3.3.3 Дослідження динаміки автомобіля при наїзді на перешкоду

При наїзді автомобіля, що рухається із помірною швидкістю v , парою передніх коліс на перешкоду, його кінематика та динаміка залежить від умов зіткнення коліс із перешкодою. Лінійна швидкість колеса v_C , при його прямолінійному русі, рівна швидкості автомобіля v , $v_C = v$. Зустрічаючись із перешкодою, поверхня якої в точці контакту нахилена під кутом γ , для плоскої похилої перешкоди, чи ζ , для циліндричної перешкоди, шина колеса піддається пружній деформації і змінює напрямок свого руху. Розкладемо вектор швидкості $\bar{v}_{C0}$ в точці контакту на тангенціальну $v_{C\tau0}$ та нормальну v_{Cn0} складові.

$$v_{C\tau0} = v \cos \gamma; \quad v_{Cn0} = v \sin \gamma, \quad (3.61)$$

де складова v_{Cn0} визначає долю кінетичної енергії, що в результаті взаємодії переходить в енергію удару, а складова $v_{C\tau0}$ визначає рівень залишкової кінетичної енергії власне колеса.

Розглянемо випадок тихохідного подолання перешкоди, коли в'язі дорожнього полотна на колесо переходять, практично безударно, у в'язі перешкоди на колесо і воно не втрачає контакту із поверхнею перешкоди. Оскільки колесо із підвіскою є складовою автомобіля, то завдяки його інерції і силовій дії підвіски на колесо його поступальна швидкість v_{Cx} буде рівна швидкості автомобіля $v_{Cx} = v$, а тангенціальна зростає до $v_{C\tau} = v/\cos \gamma$. Реакція плоскої перешкоди P_2 має складові $P_y = P_2 \cos \gamma$, спрямована на протидію частини сили тяжіння від маси автомобіля $k_i \bar{G}$, що припадає на колесо при повному контакті з перешкодою, та горизонтальна $P_x = P_2 \sin \gamma$, яка чинить опір руху автомобіля. Горизонтальна складова сили P_x відповідає за сповільнення автомобіля при наїзді на перешкоду та втрату прямолінійного розміщення при наїзді на перешкоду одним колесом. При цьому, зміна кінематики та динаміки автомобіля проходить за період перенесення контакту з дорожнього полотна на перешкоду. Зміна сили взаємодії $P_2 = P_2(u_2)$ при цьому визначається зміною прогину шини u_2 в точці контакту, по мірі переходу ваги із дорожнього полотна на перешкоду. Знаючи зміну прогину u_2 як функцію пройденого шляху x (і, відповідно, часу), зможемо встановити функцію змін сили наїзду на перешкоду (3.36). Оскільки аналітичний розв'язок рівняння (3.45) для плоскої перешкоди (та (3.34) для циліндричної) відносно прогину u_2 неможливий, то, як випливає із аналізу (3.45) та графіків рис. 3.10 рис. 3.14, шукану залежність прогину u_2 колеса на перешкоді від пройденого шляху перехідного періоду доцільно описати апроксимуючою функцією, яка є оберненою до (3.45). Позначимо за δ апроксимуюче значення біжучого прогину u_2 колеса від дії перешкоди, де в момент початку контакту з перешкодою $\delta = u_0$, а в момент розриву контакту з дорожнім полотном $\delta = u_{20}$. За функцію, яка апроксимує обернену функцію до (3.45) приймемо параболу виду $\delta = as(s - b)$, де s - проекція на вісь Ox біжучого шляху, який проходить центр колеса від т. $C(x_{C1}, y_{C1})$, $s = x - x_{C1}$.

Визначимо три точки, за якими будемо будувати квадратичну параболу. Позначимо прогин колеса автомобіля від ваги на плоскій горизонтальній поверхні $u_{10} = p_0$:

$$\begin{aligned} s_0 &= 0; \delta_0 = 0; \\ s_1 &= s(u_{20}/2); \delta_1 = u_{20}/2 = u_{10}/(2\cos^{2/3}\gamma); \\ s_2 &= \Delta x = s(u_{20}); \delta_2 = u_{20} = u_{10}/\cos^{2/3}\gamma. \end{aligned} \quad (3.62)$$

Тут s_1 - проміжна точка, а s_2 - повний шлях переходу, для випадку наїзду колеса на плоску похилу перешкоду, який згідно (3.32), (3.45) буде

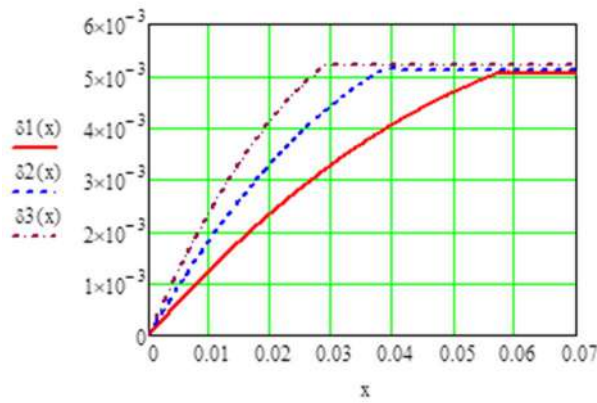
$$s_2 = \frac{u_{10} \cos \gamma + u_{10}/\cos^{2/3} \gamma}{\sin \gamma}. \quad (3.63)$$

Оскільки парабола проходить через нульову точку системи координат, то вона матиме вид $\delta = as(s-b)$. Тут a та b параметри які підлягають визначенню:

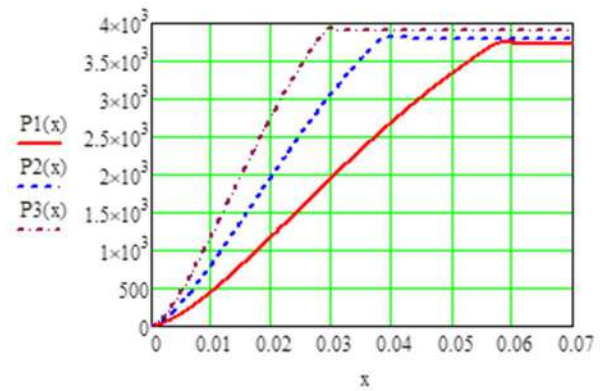
$$a = \frac{\frac{\delta_2 - \delta_1}{s_2 - s_1}}{\frac{s_2 - s_1}{s_1 - s_2}}; \quad b = \frac{\frac{s_2^2 - s_1^2}{\delta_2 - \delta_1}}{\frac{s_2 - s_1}{\delta_2 - \delta_1}}. \quad (3.64)$$

Після втрати колесом зв'язку із дорожнім полотном, тобто повного його перекочування на похилу перешкоду, прогин колеса (шини) та реакція перешкоди на колеса більше не збільшуватиметься.

На рис.3.15 показано функції апроксимованого прогину δ колеса (а) та реакції перешкоди $\bar{P}_2$ від шляху накочення при безударному наїзді колеса на перешкоду і перенесенні реакції з дорожнього полотна на похилу перешкоду із різним кутом її нахилу при початковому прогині шини на дорожньому полотні $u_1 = 0,004$ м.



а)



б)

Рисунок 3.15. Зміна прогину δ колеса а) та реакції перешкоди P_2 від шляху проходження автомобілем похилої перешкоди установлений, відповідно, під кутом (град): 1 - $\gamma_1=10$; 2 - $\gamma_2=15$; 3 - $\gamma_3=20$.

Відповідно функції апроксимованого прогину δ колеса (а) та реакції перешкоди $\bar{P}_2$ від шляху накочення при безударному наїзді колеса на похилу перешкоду з нахилом $\gamma=15^\circ$ від початковому прогину колеса на дорожньому полотні наведена на рис. 3.16.

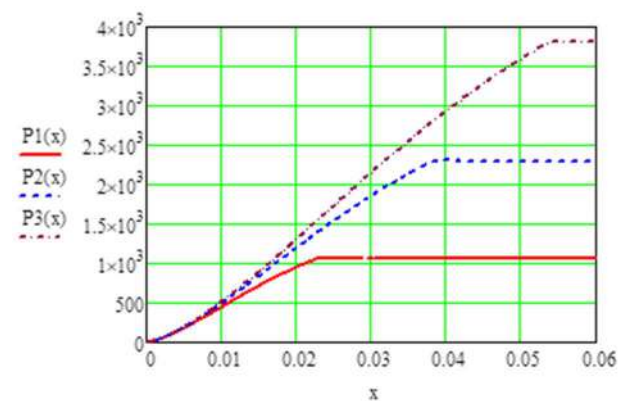
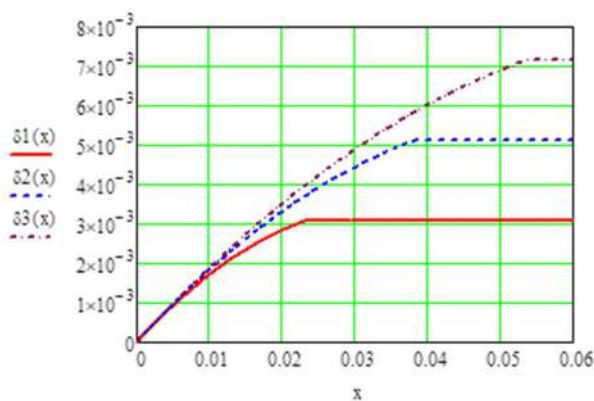


Рисунок 3.16. Зміна прогину δ колеса а) та реакції перешкоди P_2 від шляху проходження автомобілем похилої перешкоди при початковому прогині на дорожньому полотні відповідно (град): 1 - $\gamma_1=10$; 2 - $\gamma_2=15$; 3 - $\gamma_3=20$

Аналогічно шукають залежність прогину шляху і прогину δ колеса та реакції перешкоди P_2 від шляху накочення при безударному наїзді колеса на циліндричну перешкоду

Аналіз графіків залежностей зміни реакції перешкоди від біжучого шляху $x \equiv s$, яке проходить колесо при перекочування з дорожнього полотна на перешкоду показує, що вони близькі до лінійної залежності і їх, із врахуванням (3.32) та (3.38), можна описати як

$$P_2(x) = \frac{k_{l2}G}{\Delta x_C \cos \gamma} x + \xi(x), \quad (3.65)$$

Тут G - сила тяжіння автомобіля масою m_a , $G = m_a g$;

$\xi(x)$ - функція, яка враховує відхилення залежності $P_2(x)$ від лінійної;

k_{l2} - доля ваги автомобіля, що припадає на передні колеса, .

Розглянемо вплив похилої перешкоди на зміну швидкості автомобіля, де вважатимемо, що корпус автомобіля та підвіска із колесами в поздовжньому напрямі є жорсткою системою. Тоді рівняння руху автомобіля у поздовжньому напрямі в момент переходу із дорожнього полотна на перешкоду запишеться як

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k_{l2}mg}{\Delta x_C \cos \gamma} x + \xi(x) = 0. \quad (3.66)$$

Нехтуючи складовою $\xi(x)$, вплив якої на динаміку автомобіля в поздовжньому напрямі мінімальний, отримуємо

$$\frac{v dv}{dx} = \frac{2k_{l2}g}{\Delta x_C \cos \gamma} x. \quad (3.67)$$

Звідки переходимо до інтегрального рівняння

$$\int dv^2 = \int \frac{-4k_i g}{\Delta x_C \cos \gamma} x dx + C. \quad (3.68)$$

Його розв'язок дає закон зміни швидкості автомобіля під час подолання перешкоди в тихохідному режимі.

$$v_x = \sqrt{v_0 - \frac{2k_{l2}gx^2}{\Delta x_C \cos \gamma}}. \quad (3.69)$$

Аналіз залежності (3.69) показує, що зміна робочої швидкості автомобіля при переході із дорожнього полотна на похилу перешкоду для малих кутів γ нахилу перешкоди несуттєва. Швидкість, при якій автомобіль не зможе подолати похилу перешкоду становить $v_0 = 2k_{l2}g\Delta x_C / \cos \gamma$.

Відповідно час переходу можна визначити, як

$$\Delta t_x = \frac{\Delta x_C}{v_{сер}} = \frac{\Delta x_C}{k_c v_o}. \quad (3.70)$$

де $v_{сер}$ - середнє значення швидкості за період переходу колеса із дорожнього полотна на перешкоду; коефіцієнт середньої швидкості $k_c = v_{сер} / v_o$.

Аналогічним чином визначають параметри взаємодії колеса автомобіля при наїзді на циліндричну перешкоду.

При наїзді автомобіля, що рухається із значною швидкістю v , парою передніх коліс на перешкоду, відбувається динамічний удар коліс із перешкодою. Тобто, крім складової від сили тяжіння автомобіля $k_i G$, що припадає на одне колесо, на перешкоду діятиме сила від ударної дії колеса масою m_C . Такий наїзд характеризується малим часом взаємодії та незначними переміщеннями контактної взаємодії, які практично не впливають на розміщення автомобіля в просторі, а тому, в початковий момент удару динамічний удар спричинятимуть тільки непідресорені маси, пов'язані з автомобілем через підвіску з нежорстким зв'язком.

Визначимо швидкість нормального зближення колеса із плоскою перешкодою. Лінійна швидкість колеса v_C , при його прямолінійному русі до зіткнення буде $v_C = v$. Згідно (3.61) нормальна складова швидкості зіткнення

буде $v_{Cn} = v_C \sin \gamma$. Відрив колеса від плоскої похилої перешкоди (і, відповідно, втрата керованості буде відбуватись тоді, коли сила відскоку колеса переважає силу, яка прижимає колесо до перешкоди. Використовуючи принцип суперпозиції сил окремо для колеса напишемо умову збереження імпульсу при ударі

$$m_C v_{Cn} (1 + e) = \int_0^{t_k} P_n dt = k_n P_{n \max} t_k. \quad (3.71)$$

де t_k - час ударного контакту колеса з перешкодою;

P_n - сила ударної взаємодії, направлена по нормалі до поверхні перешкоди;

$P_{n \max}$ - максимальне значення сили P_n ;

e - коефіцієнт зменшення швидкості відскоку внаслідок втрат енергії при ударі;

k_n - коефіцієнт, приведення, $k_n = \int_0^{t_k} P_n dt / P_{n \max} \cdot k_n = 0,55-0,6$.

Прирівнявши $P_{n \max}$ до P_2 , визначене за залежністю (3.39), отримаємо граничне значення часу взаємодії, менше якого відбудеться розрив в'язей колеса із перешкодою, при його відскоку та втрата керованості.

$$t_k = \frac{m_C v_{Cn} (1 + e) \sin \gamma \cos \gamma}{k_n k_{I2} G}. \quad (3.72)$$

У випадку, коли отриманий час контактної взаємодії t_k більший часу Δt_x повного переходу колеса із дорожнього полотна на перешкоду, то це означає, що реальна сила удару до перешкоди більша долі ваги, що притискає колесо до похилої перешкоди і відбувся розрив в'язей колеса і перешкоди на етапі переходу і втрата керованості автомобіля. Тобто реакція перешкоди буде більша за складову від сили тяжіння автомобіля, яка притискає колесо до перешкоди. Приймаючи за час контактної взаємодії t_k , коректований час втрати контакту із

поверхнею полотна Δt_x , $t_k = k_t \Delta t_x$, де k_t - коефіцієнт приведення, який визначається моделюванням ударної взаємодії чи експериментально $k_t < 2$. Тоді із залежності (3.70), прийнявши, із врахуванням (3.37), $P_{n\max} = P_2 = k_i m_a g / \cos \gamma$, отримаємо критичну швидкість подолання перешкоди без втрати контакту колеса із плоскою похилою перешкодою.

$$v_{Cn} = v_0 \sin \gamma = k_n k_i k_t m_a g \Delta t_x / m_C (1 + e) \cos \gamma. \quad (3.73)$$

Прийmemo, що автомобіль наштовхується на похилу плоску перешкоду двома колесами. В перший момент удар спричинять тільки невідресорені маси, а навантаження від маси всього автомобіля через низьку вертикальну жорсткість підвіски виникнуть з певним часовим лагом. В літературі приймають, що невідресорені маси становлять біля 15% маси автомобіля. З цих мас невідресорені маси передньої підвіски можуть становити біля 7-8%, а самі колеса, ще менше. Відповідно, коефіцієнт K_{fw} долі невідресорених мас передніх коліс становитиме $K_{fw} = k_i k_t m_a / m_C = 19 - 21$. Тоді критична швидкість, при якій можлива втрата в'язі колеса із похилою плоскою перешкодою становитиме $v_{Cn} = k_n K_{fw} g \Delta t_x / (1 + e) \cos \gamma$. Із врахуванням (3.32), (3.42) при $u_1 = 0$, отримаємо

$$\Delta t_x = \frac{\Delta x_C}{v_0} = \frac{u_{10} (\cos \gamma + 1 / \cos^{2/3} \gamma)}{v_0 \sin \gamma}. \quad (3.74)$$

Відповідно, із врахуванням (3.73) та (3.74) критична швидкість, при якій передні колеса втрачають в'язі при наїзді на плоску похилу перешкоду

$$v_0 = \sqrt{\frac{K_K g u_{10} (\cos \gamma + 1 / \cos^{2/3} \gamma)}{\sin^2 \gamma \cos \gamma}}. \quad (3.75)$$

де K_K - комплексний коефіцієнт, що враховує сумісний вплив факторів, оцінених іншими коефіцієнтами, $K_K = k_n K_{fw} / (1 + e) = 7,5 - 8$.

На рис. 3.17 наведено графіки зміни критичної швидкості автомобіля, при якій урівноважується сила відскоку колеса від похилої перешкоди із діючим навантаженням від сили тяжіння автомобіля, залежно від кута нахилу перешкоди при різному початковому прогині шин, тобто при різному в них тиску.

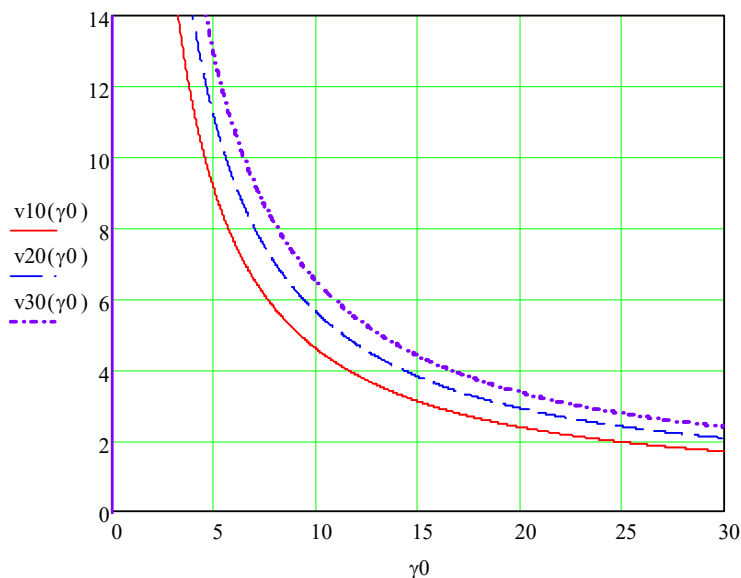


Рисунок 3.17 Зміна критичної швидкості v_0 наїзду автомобіля на похилу перешкоду від кута її нахилу γ_0 , при якій відбувається миттєвий відрив колеса від поверхні перешкоди для різних початкових прогинів u_{10} шини на дорожньому полотні (мм): 1 - $u_{11}=4$; 2 - $u_{12}=6$; 3 - $u_{13}=8$.

Доцільно відмітити, що при швидкості за рис. 3.17 сила ударної взаємодії передніх коліс урівноважується із частиною сили тяжіння від маси автомобіля, що припадає на них і проходить миттєвий ударний відрив колеса від перешкоди. При збільшенні швидкості подолання перешкоди час відриву зростає, що тягне за собою ударні навантаження на підвіску та втрату стійкості автомобіля, особливо при наїзді на перешкоду тільки одним колесом, коли внаслідок зменшення його зчеплення із перешкодою втрата стійкості може відбутись швидше, особливо на слизькій дорозі.

3.4 Обґрунтування вибору силових параметрів керованої підвіски колісних транспортних засобів

Задача полягає в отриманні функціональних залежностей, які описують основні параметри позовжньо - кутових коливань ПМ і одночасно були б базовими для визначення силових характеристик СП.

Для розв'язання поставленої задачі використаємо диференціальне рівняння позовжньо – кутових коливань ПМ КТЗ

$$I_o \ddot{\varphi} = -a(F_{1pr} + R_{1op}) - b(F_{2pr} + R_{1op}), \quad (3.76)$$

де I_o - момент інерції ПМ відносно горизонтальної осі, яка проходить через центр мас і перпендикулярна до вектору швидкості переносного руху КТЗ, тобто, $I_o = P / (3g)(a^2 + b^2 + c^2 / 4)$;

$\varphi(t)$ - відхилення в довільний момент часу від рівноважного положення ПМ.

У випадку малих коливань ПМ відносно системи відліку із початком у положенні статичної рівноваги величини пружних сил та сил опору можна записати у вигляді

$$F_{1pr} = c_1(\varphi a - \Delta_{st})^{v+1}, \quad F_{2pr} = c_2(\varphi b + \Delta_{st})^{v+1},$$

$$R_{1op} = \alpha_1 a^{s+2}(\dot{\varphi}(t))^{s+1}, \quad R_{2op} = \alpha_2 b^{s+2}(\dot{\varphi}(t))^{s+1} \quad (3.78)$$

З урахуванням (3.32) диференціальне рівняння (3.76) запишемо у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi} + (c_1 a^{v+2} + c_2 b^{v+2}) \varphi^{v+1} =$$

$$= (v+1) \Delta_{st} (c_1 a^{v+1} - c_2 b^{v+1}) \varphi^v - [\alpha_1 a^{s+2} + \alpha_2 b^{s+2}] \dot{\varphi}^{s+1}. \quad (3.79)$$

Отримати точний розв'язок рівняння (3.78) не вдається. Однак, накладені вище обмеження щодо внутрішніх силових чинників КТЗ дозволяють

використати для нього загальні ідеї методів збурень [99]. Ефективність їх використання у значній мірі залежить від можливості побудови розв'язку незбуреного аналогу рівняння (3.79), тобто

$$I_o \ddot{\phi}_0 + (c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2}) \phi_0^{\nu+1} = 0. \quad (3.80)$$

Рівняння (3.78) та (3.80) описують коливальний процес ПМ, якщо параметр $\nu+1$ у них визначається співвідношенням $\nu+1 = (2m+1)/(2n+1)$, ($m, n = 0, 1, 2, \dots$). Аперіодичний розв'язок рівняння (3.34) у вказаному випадку виражається через періодичні Атеб-функції [99] у вигляді [10-11]

$$\phi_0(t) = \alpha_\varphi ca(\nu+1, 1, \omega(\alpha_\varphi)t + \theta) \quad (3.81)$$

де α_φ , $\omega(\alpha_\varphi) = \sqrt{(c_1 a^{\nu+2} + c_2 b^{\nu+2})(\nu+2)/(2I_o)} \alpha_\varphi^{\frac{\nu}{2}}$ - амплітуда та частота власних поздовжньо - кутових коливань ПМ відповідно;

$\omega(\alpha_\varphi)t + \theta$ - їх фаза.

До того ж прогресивна характеристика СП більшою мірою задовольняє ергономічні умови експлуатації КТЗ. Що стосується динамічного перевантаження, яке діє на людину під час поздовжньо – кутових коливань, що знаходиться на віддалі d від центру мас підресореної частини, то ця характеристика динаміки КТЗ визначається відповідно до залежностей

$$w = d \sqrt{\ddot{\phi}_0^2 + \dot{\phi}_0^4}. \quad (3.82)$$

$$\eta = \frac{\bar{w}}{\bar{w}_l} = \frac{(a^{\nu+2} + \kappa b^{\nu+2}) \left(\frac{\alpha_\varphi}{\Delta_{st}} \right)^\nu}{(a^2 + \kappa b^2)} \quad (3.83)$$

Залежності (3.83) для пришвидшення точки ПМ КТЗ максимальною її дотичною величиною, отримаємо $\bar{w} = 2d\alpha_\varphi \omega^2(\alpha_\varphi)/(\nu+2)$. Якщо врахувати, що для СП із лінійною характеристикою відновлюючої сили ($\nu=0$) максимальне значення вказаної величини рівне $\bar{w}_l = 3gd\alpha_\varphi(a^2 + \kappa b^2)/((1+\kappa)(a^2 + b^2 + c^2/4)\Delta_{st})$, то для порівняльної оцінки впливу нелінійної характеристики СП на перевантаження за розглядуваних коливань, отримаємо залежність і її графічна інтерпретація, рис. 3.18 – 3.19.

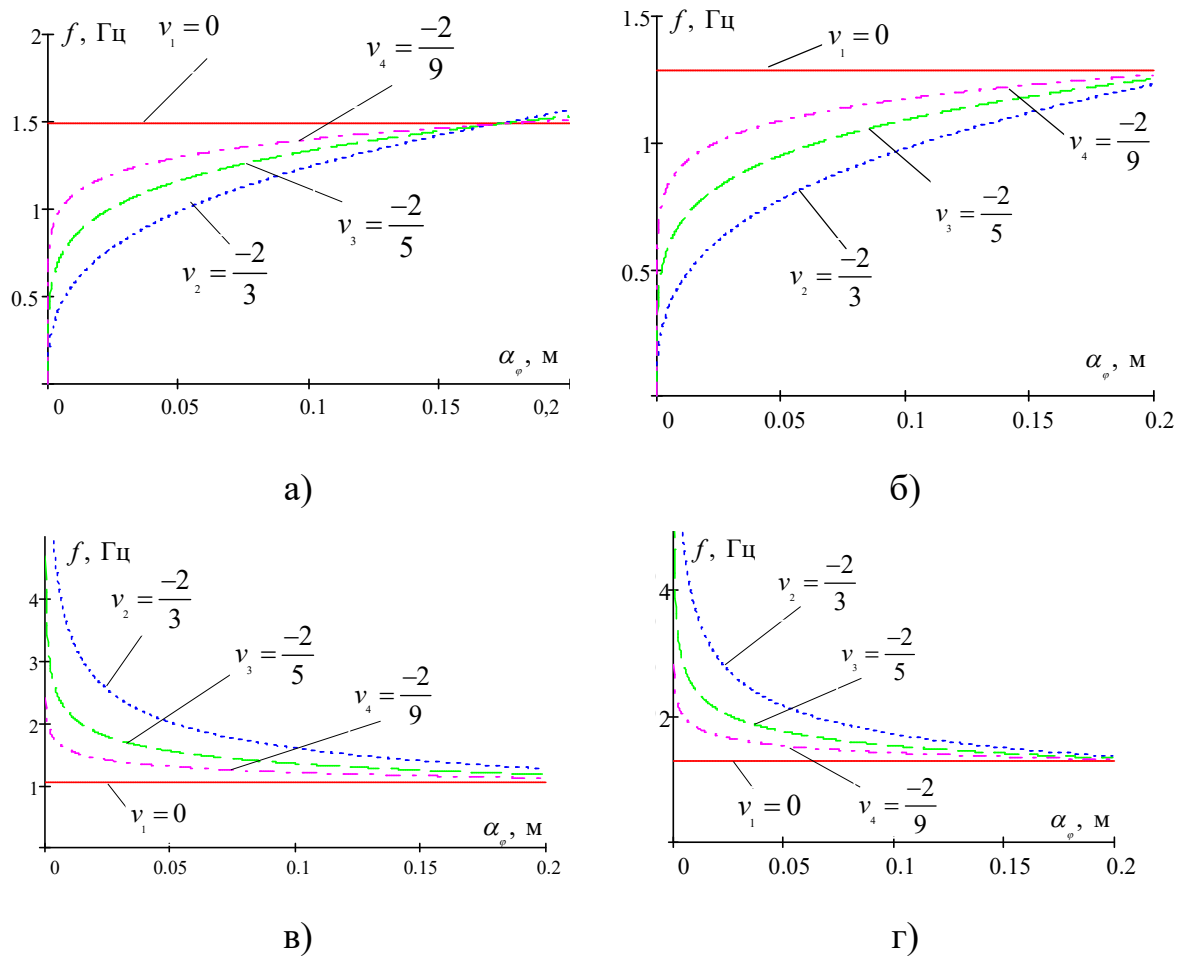


Рисунок 3.18 – Залежність частоти власних поздовжньо - кутових коливань ПМ від амплітуди за різних значень силових характеристик СП із прогресивним (а, б) та регресивним (в, г) законами зміни пружної сили

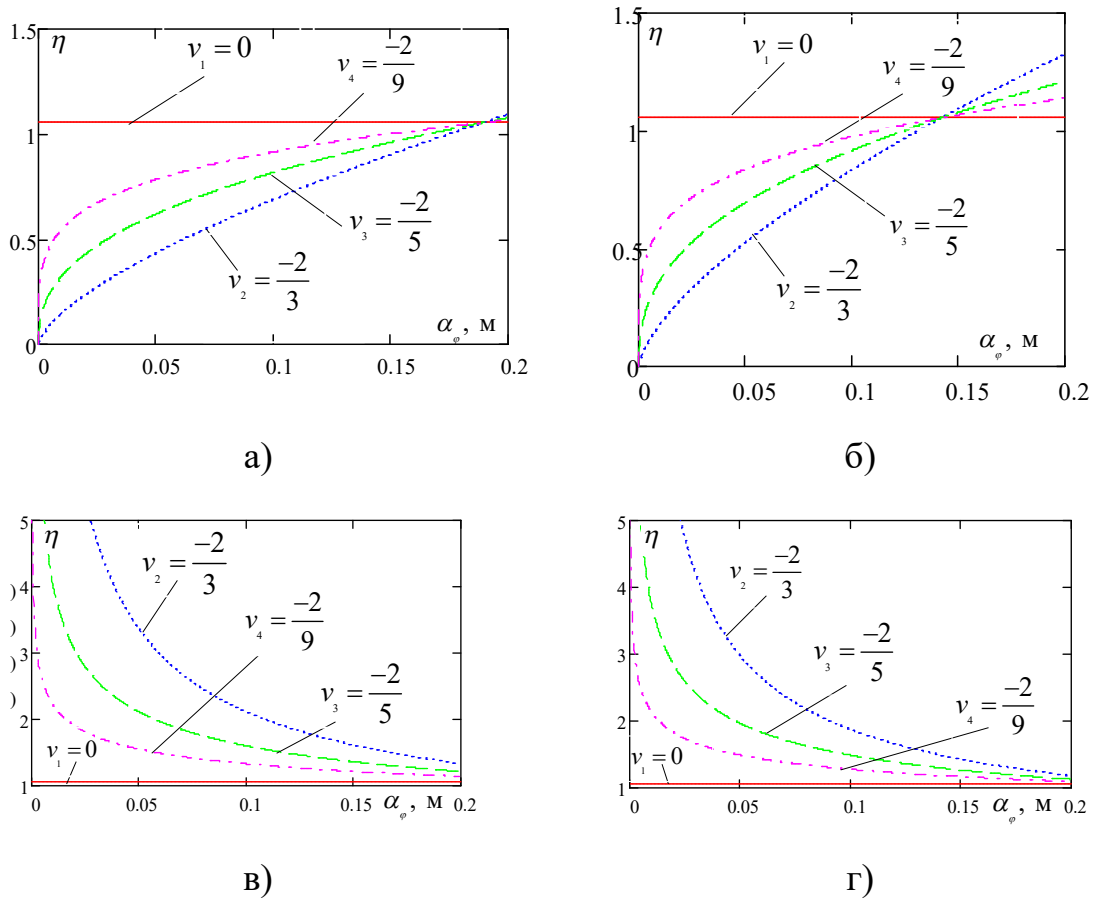


Рисунок 3.19 – Залежність коефіцієнта η від амплітуди поздовжньо - кутових коливань ПМ з прогресивною (а, б) та регресивною (в, г) характеристикою підвіски

Із представленого випливає, що перевантаження КТЗ:

- у випадку прогресивної силової характеристики СП є меншим за перевантаження із лінійним її аналогом за великих статичних деформацій і більшим за значних амплітуд коливань та малих статичних деформацій СП;
- у випадку регресивної силової характеристики динамічне перевантаження є більшим за лінійний аналог силової характеристики СП.

Що стосується впливу сил опору на динаміку ПМ, як і для випадку лінійної сили опору, проявляється у затуханні амплітуди поздовжньо - кутових коливань. Швидкість затухання амплітуди можна обчислити з використанням методу Ван-дер-Поля [99, 102] для систем вказаного типу. Відповідно до основної ідеї методу Ван-дер-Поля, перше асимптотичне наближення, яке описує поздовжньо-кутові коливання ПЧ з урахуванням сил опору, можна записати у вигляді

$$\varphi_0(t) = \alpha_\varphi(t) ca\left(\nu+1, 1, \omega(\alpha_\varphi)t + \theta(t)\right), \quad (3.84)$$

де $\alpha_\varphi(t)$ та $\theta(t)$ – невідомі змінні в часі функції, закони зміни яких визначаються правою частиною рівняння (3.82).

Шляхом диференціювання залежності (3.86) за часом отримаємо

$$\frac{d\varphi_0}{dt} = -2 / (\nu+2) \omega(\alpha_\varphi) sa\left(1, \nu+1, \omega(\alpha_\varphi)t + \theta\right). \quad (3.85)$$

Знаходимо і першу похідну за часом збуреного руху

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} = & -\frac{2\alpha_\varphi}{\nu+2} \omega(\alpha_\varphi) sa\left(1, \nu+1, \omega(\alpha_\varphi)t + \theta\right) + \frac{d\alpha_\varphi}{dt} ca(\nu+1, 1, \omega t + \theta) - \\ & -\frac{2}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} \omega(a) sa(1, \nu+1, \omega t + \theta) . \end{aligned} \quad (3.86)$$

На основі диференціювання залежності (3.86) отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} = & -\frac{2\alpha_\varphi \omega^2(\alpha_\varphi(t))}{\nu+2} ca^{\nu+1}\left(\nu+1, 1, \omega(\alpha_\varphi(t))t + \theta(t)\right) - \frac{2}{\nu+2} \times \\ & \times \frac{d\alpha_\varphi}{dt} \left[\omega(\alpha_\varphi(t)) + a \frac{d\omega(\alpha_\varphi)}{d\alpha_\varphi} \right] sa\left(1, \nu+1, \omega(\alpha_\varphi(t))t + \theta(t)\right) - \\ & - \frac{2\omega(\alpha_\varphi(t))}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} aca\left(\nu+1, 1, \omega(\alpha_\varphi(t))t + \theta(t)\right). \end{aligned} \quad (3.87)$$

Співвідношення $\omega(\alpha_\varphi) + \alpha_\varphi \frac{d\omega(\alpha_\varphi)}{d\alpha_\varphi}$ заміняємо на $(\nu+2)\omega(\alpha_\varphi)/2$.

Таким чином, із диференціального рівняння (3.87) можна отримати співвідношення, яке описує поздовжньо - кутові коливання ПМ - звичайне диференціальне рівняння першого порядку, яке зв'язує амплітуду та фазу поздовжньо- кутових коливань збуреного руху

$$\begin{aligned} & \frac{d\alpha_\varphi}{dt} sa(1, \nu+1, \omega(\alpha_\varphi)t + \theta) + \\ & + \frac{d\varphi}{dt} \frac{2}{\nu+2} \alpha_\varphi ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \omega(\alpha_\varphi(t))t + \theta(t)) = \bar{f}(\alpha_\varphi, \bar{\theta}), \end{aligned} \quad (3.88)$$

де $\bar{\theta} = \omega(\alpha_\varphi)t + \theta$, $\bar{f}(\alpha_\varphi, \bar{\theta})$ відповідає значенню правої частини рівняння (3.88) за умови, що функція $\varphi(t)$ та її перша похідна визначається відповідно до незбуреного випадку.

Відповідно до попередні викладки, які описують закони зміни амплітуди і частоти коливань ПМ у вигляді представлено співвідношенням

$$\begin{aligned} \frac{d\alpha_\varphi}{dt} &= -\frac{1}{\omega(\alpha_\varphi)} sa(1, \nu+1, \bar{\theta}) \bar{f}(\alpha_\varphi, \dot{\bar{\theta}}) \\ \frac{d\theta}{dt} &= -\frac{(\nu+2)}{2\alpha_\varphi \omega(\alpha_\varphi)} \varepsilon ca(\nu+1, 1, \bar{\theta}) \bar{f}(\alpha_\varphi, \dot{\bar{\theta}}). \end{aligned} \quad (3.89)$$

Як і очікували, сила опору спричинює зменшення в часі амплітуди коливань, причому швидкість затухання амплітуди є більшою для більших значень параметру S . Крім цього, на перший погляд вона не впливає на частоту власних вертикальних коливань. Проте власна частота залежить від амплітуди, а отже, враховуючи зазначене вище, частота затухаючих коливань залежить і від сили опору.

$$F_i(\Delta_i, \dot{\Delta}_i) = \left(\alpha_i + \beta_i (\dot{\Delta}_i)^{\nu_i} \right) (\Delta_i)^{\nu_i+1}, \quad (3.90)$$

де Δ_i та $\dot{\Delta}_i$ відповідно деформація та швидкість деформації передньої ($i=1$) та задньої ($i=2$) підвісок;

$\alpha_i, \beta_i, \nu_1, \nu_2$ - сталі, причому ν_1, ν_2 визначаються залежностями $\nu_1+1 = (2m+1)/(2n+1)$, $\nu_2+1 = (2p+1)/(2q+1)$ ($m, n, p, q = 0, 1, 2, \dots$).

Вказані умови є необхідними та достатніми умовами існування коливальних процесів у відповідних механічних системах [10, 28] Зокрема,

випадку $\beta_i = 0$ відповідає консервативний закон зміни відновлювальної сили СП (прогресивний - $\nu_2 > 0$ та регресивний $-1 < \nu_2 < 0$), а випадок $\beta_i = 0, \nu_2 = 0$ - відповідає класичному лінійному закону її зміни. Різні аспекти динаміки ПМ для вказаних окремих випадків розглядались, наприклад, в [11]. Щодо сил опору демпферних пристроїв (амортизаторів), то вони, як і для більшості випадків лінійних чи нелінійних систем, залежать від швидкості деформації пружних елементів СП і описуються залежностями $R_{ion.} = \chi_i \dot{\Delta}_i^{2s+1}$, (χ_i та s - сталі). Крім цього, максимальні значення вказаних сил є малими величинами у порівнянні із максимальним значенням відновлювальних сил. Це є необхідною умовою коливального руху ПМ під час руху КТЗ дорогою із нерівностями і забезпечення плавності ходу КТЗ. Одночасно вказані умови забезпечують зменшення динамічних навантажень на водія, пасажирів чи вантажі, які транспортуються. Задача полягає в отриманні таких аналітичних залежностей, які описують вплив всієї множини параметрів $\nu_1, \nu_2, \alpha_i, \beta_i, \chi_i$ (у т.ч. статичної деформації системи підресорювання $\Delta_{ст.}$, як похідної величини) на амплітудо-частотну характеристику (АЧХ) коливань ПМ, і які б одночасно були базою для створення програмного продукту керування силовими параметрами підвіски.

Що стосується залежності частоти (періоду) коливань від амплітуди, то для випадків $\nu_1 > 0, \nu_2 > 0$; $\nu_1 > 0, -1 < \nu_2 < 0$ та $-1 < \nu_1 < 0, \nu_2 > 0$ більшим значенням амплітуди відповідає більше значення частоти (період менший); випадку ж $-1 < \nu_1 < 0, -1 < \nu_2 < 0$ відповідає зростання частоти при зростанні амплітуди. Якщо прийняти до уваги, що динамічні навантаження, які діють на пасажирів і (вантажі), що транспортується, для більших величин частоти і амплітуди є більшими, то виходячи із вибору характеристик СП з огляду на динамічні навантаження для випадку руху КТЗ вздовж шляху із значними нерівностями, доцільно вибирати параметри адаптивної підвіски, які задовольняють умові: $-1 < \nu_1 < 0, -1 < \nu_2 < 0$.

Співвідношення (3.93) служить одночасно для розв'язування оберненої задачі - визначення зв'язку між амплітудою збурення позовжньо – кутових

коливань $\bar{a}_\varphi$, які зумовлені наїздом КТЗ на нерівності шляху, за яких частота вказаних коливань приймає значення $\bar{\omega}_n$. Вважаючи, що транспортний засіб рухається зі сталою за величиною швидкістю V , при наїзді на нерівність шляху гладкої форми $y = g(x)$ у точці із координатою x_0 при безвідривному контакті колеса і шляху, отримуємо, що швидкість збурення поздовжньо-кутових коливань $\hat{V}$ точки кріплення амортизаторів і ПМ визначається залежністю $\hat{V} = V \sin \varphi$ (φ - кут нахилу дотичної до нерівності шляху у точці з координатою x_0). Очевидно, що $\operatorname{tg} \varphi = \frac{dg}{dx} \Big|_{x=x_0}$.

З іншого боку, величина вказаної складової швидкості точки кріплення амортизаторів і ПМ рівна $\hat{V} = \omega_{|x=x_0} h$, h - віддаль вказаної точки до осі відносного обертання ПМ навколо точки, яка проходить через центр мас вказаної частини, а тому $h = \sqrt{a^2 + c^2}$.

3.5 Висновки

1. Розроблено методику розрахунку для системи підресорювання із прогресивним законом зміни відновлюючої сили. Показано, що для прогресивної підвіски більшим значенням амплітуди поздовжньо-кутових коливань відповідає більше значення власної частоти, а для регресивної навпаки – більшим значенням амплітуди відповідає менше значення власної частоти коливань. Встановлено, що експлуатаційним вимогам щодо ергономічності підвіски КТЗ більшою мірою задовольняє прогресивна характеристика із статичною деформацією СП 0,2м і $\nu < 2/3$ за амплітуди поперечно кутових коливань $0,025 < a_\varphi < 0,16$; для регресивної характеристики - із статичною деформацією СП 0,15м і $\nu < 2/3$ за амплітуди поперечно кутових коливань $0,05 < a_\varphi < 0,2$.

2. На основі отриманих розрахункових та графічних залежностей поздовжньо-кутових та поперечно-кутових коливань встановлено:

- поздовжньо-кутові коливання підресованої частини КТЗ значною мірою зменшують критичне значення динамічного кута повороту, причому, для більших амплітуд коливань його значення є меншим;

- критичне значення динамічного кута повороту для системи підресорювання із регресивним законом зміни пружної характеристики за малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань є меншим, ніж для підвісок із лінійним законом її зміни, і навпаки більшим - для великих амплітуд поздовжньо-кутових коливань. Для системи підресорювання із прогресивним законом зміни відновлювальної сили має місце обернена залежність. Використання у КТЗ СП із прогресивною характеристикою відновлювальної сили при $2/9 < \nu < 2/3$ збільшує до 18% критичне значення кута керованості у порівнянні із лінійним її аналогом за амплітуди поперечно кутових коливань 0,05 рад та статичної деформації підвіски 0,2 м, а для великих амплітуд поперечно-кутових коливань – використання регресивної характеристики СП $-2/3 < \nu < -2/9$ збільшує критичне значення кута керованості (до 10%) у порівнянні із лінійним аналогом.

- для більш жорстких підвісок (більшого значення параметру ν та меншого значення статичної деформації) критичне значення динамічного кута повороту є меншим для малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань і більшим для великих амплітуд поздовжньо-кутових коливань. Зокрема, збільшення статичної деформації ПМ при $\nu = 2/5$ та амплітуді кутових коливань 0,04 рад збільшує значення кута керованості на 14,7% у порівнянні із СП із лінійною характеристикою відновлювальної сили.

3. Розроблена модель за відомими параметрами розміщення траси та законом побудови траєкторії руху автомобіля дозволяє визначити усі кінематичні та динамічні параметри його руху та встановити взаємозв'язок зміни кута повороту передніх коліс залежно від кривини траси.

4. Встановлено, що уникнути суттєвих динамічних впливів, які могли б порушити курсову стійкість, дозволяє вибір плавних траєкторій проходження траси та її зміни. Цим вимогам в повній мірі відповідає рух автомобіля по отриманих кривих, що дозволяє визначити кінематичний та динамічний режим

проходження трас та вибирати безпечні режими проходження траси та оцінювати параметри ділянок перебудови руху по смугах.

5. Встановлено, що на стійкість автомобіля та його керованість на поворотах суттєво впливають не тільки відцентрове прискорення, але і зміна кривини траєкторії, яка може призвести до заносу автомобіля з його поворотом відносно вертикальної осі. Показано, що апроксимація траєкторії повороту спряженими прямолінійними та криволінійними відрізками, де криволінійна ділянка описується рівняннями параболи чи гіперболічного косинуса, має перевагу перед спряженням прямої із колом, оскільки зменшує різкий стрибок кривини і, відповідно, моменти сил, що діють на автомобіль відносно вертикальної осі, але не усуває їх. Вхідження в поворот по кривій, що описується рівнянням гіперболічного косинуса є більш сприятливим, порівняно з іншими варіантами, оскільки поєднує більшу плавність зміни кривини в зоні спряження із достатнім радіусом кривини для забезпечення стійкості автомобіля від дії відцентрових сил.

6. Встановлено, що плавний перехід в місці спряження прямої траєкторії з криволінійною, забезпечує спеціальна логістична залежність, яка зшиває ці відрізки. Для швидкісних трас із невеликою кривизною повороту проходження криволінійної ділянки запропоновано робити за траєкторію, що описується многочленом четвертого ступеня, основною перевагою якої є нульова кривина в зоні спряження, що забезпечує плавність проходження повороту автомобіля.

7. За результатами досліджень напрацьовані рекомендації щодо раціональної траєкторії вхідження в поворот, вибору швидкісного режиму для автомобіля з регресивною і прогресивною характеристикою СП, який забезпечує стійкість та керованість автомобіля при проходженні повороту різних видів.

РОЗДІЛ IV

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЛАВНОСТІ ХОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ МАЛОЇ ТОННАЖНОСТІ

4.1 Програма експериментальних досліджень

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також проведеного теоретичного аналізу програма експериментальних досліджень включає наступні етапи:

- спроектувати і виготовити обладнання для проведення досліджень підвіски автомобіля при статичному та динамічному навантаженні;
- провести комплекс експериментальних досліджень підвіски автомобіля і виробити практичні рекомендації щодо забезпечення їх конкуренто-здатності із врахуванням переваг над існуючими аналогами.
- провести лабораторні дослідження для визначення віброприскорення залежно від факторів: швидкості руху колеса, тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки активного типу, тиск у шинах коліс;
- уточнити достовірність запропонованих теоретичних досліджень, щодо визначення силових та конструктивних параметрів устаткування;
- статистично обробити результати експериментів з метою визначення регресійних та емпіричних залежностей, які правдиво характеризують досліджувані процеси.

4.2 Обладнання та лабораторна установка адаптивної підвіски для проведення експериментальних досліджень

При дослідженні використовувались спеціальні стенди (Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля [Патенти на корисну модель №

148601, № 150771, № 155001], прилади та інструменти для заміру конструктивних, кінематичних, силових параметрів.

Для проведення експериментальних досліджень віброприскорення з метою підтвердження результатів теоретичних напрацювань і уточнення відповідних параметрів було спроектовано та виготовлено стенд з приводним барабаном для дослідження амортизаційної стійки колісного транспортного засобу, конструктивну схему та загальний вигляд якого представлено на (рис. 4.1) універсальну вимірювальну систему (рис 4.2) та акселерометри (рис. 4.3), які призначені для визначення динамічних навантажень. Суть стенда з приводним барабаном полягає у можливості проведення досліджень при статичному навантаженні досліджуваного об'єкта (пневматична амортизаційна стійка колісного транспортного засобу) і фіксації зміни в часі швидкості руху та зміни величини критичного кута керованості – за однакових усіх параметрів та критичного значення динамічного кута повороту для пружної характеристики амортизаторів за малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань [120-122].



Рисунок 4.1 - Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження віброприскорення

Під час проведення дослідження підвіски транспортного засобу з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному навантаженні використовується електронний динамометр (на рисунку не показано). Для цього між нижнім кінцем пневматичної амортизаційної стійки

(рухомою частиною) 9 та рамою (нерухомою частиною рамної конструкції) 1 встановлюється датчик електронного динамометра ДЕ -0.5. (додаток А).



Рисунок 4.2 - Універсальна вимірювальна система



а)



б)

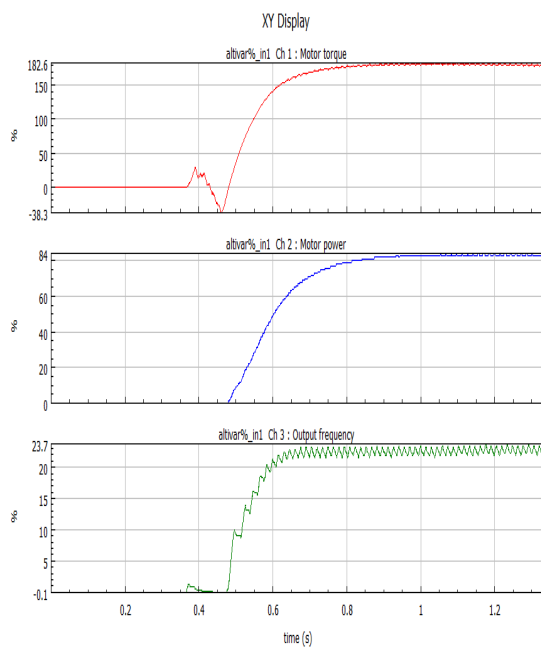
Рисунок 4.3 - Акселерометри: а) - ДН-3-М1; б) - ДН-4-М1

Для отримання відповідних даних у статиці згідно з розробленою методикою проводиться його навантаження. При проведенні дослідження пневматичної амортизаційної стійки колісного транспортного засобу з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик приводу при динамічному навантаженні використовуються перетворювач частоти (Altivar 71) 14, керування яким здійснюється з персонального комп'ютера (ПК) 15 за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 [26], та акселерометр 16 з візуалізацією даних у персональному комп'ютері 17.

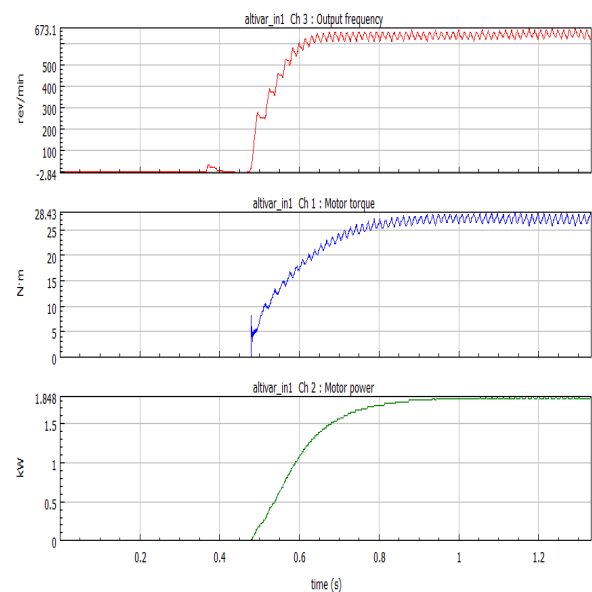
Дослідження проводять таким чином. Після подачі сигналу з ПК 15 через перетворювач частоти 14 на електропривід 4 останнім приводиться в рух привідний барабан 3 з перешкодою 5. За рахунок сили тертя привідний барабан 3 приводить в обертний рух колесо 7, яке прокочується по ньому, час від часу наїжджаючи на перешкоду 5. За рахунок цього спрацьовує пневматична

амортизаційна стійка 9, яка починає здійснювати переміщення у вертикальному напрямі, величину яких фіксує акселерометр 16 з візуалізацією даних у персональному комп'ютері 17. Коригування параметрів пневматичної амортизаційної стійки транспортного засобу здійснюється зміною тиску у пневмокамері 9 комперсором 12 та навантажувальним механізмом 11.

Дана універсальна вимірювальна система LTC-26, фірми L-Cart з LPT крейт-контролером, модулем аналогово-цифрового перетворення та комутатором. Отримані сигнали керування приводом експериментальної установки, одержані з перетворювача частоти Altivar 71 та відображаються у відсотках (рис. 4.4, а), а в абсолютних величинах наведено на (рис. 4.4, б). Отримані графічні залежності зміни частоти обертання, потужності приводу та крутного моменту на валу двигуна (рис. 4.4).



а)



б)

Рисунок 4.4 - Графічні залежності зміни в часі вихідних параметрів перетворювача частоти Altivar 71:

1 – крутний момент на валу електродвигуна; 2 – потужність електродвигуна; 3 – частота обертання електродвигуна

4.3 Методика проведення експериментальних досліджень характеристик підвіски автомобіля

Для встановлення закономірностей зміни віброприскорення від швидкості руху колеса, тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки активного типу, тиск у шинах коліс проведено експериментальні дослідження параметрів (незалежних факторів x_i) характеристик підвіски автомобіля під час зміни віброприскорення проведено повнофакторні експерименти ПФЕ 3^3 тобто

$$a_m = f_{(x_1, x_2, x_3)}(v, P, P_p)$$

Обробка одержаних даних результатів експериментального масиву з використанням методики регресійного аналізу експериментальних результатів для одержання емпіричних залежностей [14]. Для одержання регресійних моделей, вибрали відповідний план повнофакторного експерименту ПФЕ 3^3 , реалізацію якого проводили у відповідній послідовності, за відповідною методикою яка наведена [14].

Результати кодуваних факторів та рівнів їх варіювання приведено у табл. 4.1.

Вхідними значеннями змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- швидкість руху колеса v , (м/с), яку кодували індексом x_1 ;
- тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , (кПа), який кодували індексом x_2 ;
- тиск у шинах коліс P_p (кПа) який кодували індексом x_3 .

Після кодування вхідних факторів склали план-матрицю повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загальної кількості дослідів $N_1 = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих значень вхідних факторів у експерименті, табл. 4.1. З метою достовірності оцінки віброприскорення під час здійснення лабораторних досліджень, необхідна кількість вимірів, яка контролювалася (повторність дослідів), яка викладена у [14], при цьому досліди проводили у певній послідовності.

Отримані результати записували у таблиці експериментальних досліджень. Оброблення експериментів одержаних результатів здійснювали за

допомогою загальновідомої методики та проведення експериментальних досліджень [41].

Таблиця 4.1 - Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні вібропискорення

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Швидкість руху колеса v , м/с	X_1	x_1	2,0	5,5/-1	11,1/0	16,67/+1
Тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , кПа	X_2	x_2	0,5	1,5/-1	2/0	2,5/+1
Тиск у шинах коліс P_p кПа	X_3	x_3	50,5	203/-1	253,5/0	304/+1

Апроксимація результатів експерименту здійснювалася поліномом другого порядку:

$$a_m = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (4.1)$$

Коефіцієнти апроксимуючого полінома визначені як [14]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N_1}; \quad (4.2)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N_1}, \quad (4.3)$$

де η - значення експериментальної продуктивності, т/год;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії вхідних факторів;

$x_i; x_1, x_2, x_3$ - вхідні кодовані фактори;

x_{iu} - значення кодованих змінних у відповідному стовпці плану експерименту;

$\bar{y}_u$ - середній результати u -го дослідів;

u - порядковий номер дослідів;

i - номер фактору; j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N_1 - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [14]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (4.4)$$

де n - кількість повторювальних дослідів (повторюваність одного експерименту); $j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію дослідів:

$$S_y^2 = \frac{1}{N_1} \sum_{u=1}^{N_1} S_u^2, \quad (4.5)$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (4.6)$$

- визначали значимість коефіцієнтів b_i рівнянь регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{N_1 n}}, \quad (4.7)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [14], умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 в додатку Б.

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (4.8)$$

- визначали значимість коефіцієнтів b_i рівнянь регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{N_1 n}}, \quad (4.9)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [14].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n - 1)N_1. \quad (4.10)$$

Якщо не виконується умова значимості (4.10), то даний коефіцієнт b_i рівняння регресії рівний нулю, а даний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності математичної моделі експериментальних даних проводили за F - критерієм Фішера наступним чином [14]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N_1 - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (4.11)$$

де $N_1 - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

$\bar{y}_u$ - середнє значення відгуку в u -му досліді;

$\tilde{y}_u$ - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p :

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (4.12)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем

значимості α і двома степенями відповідності [14]: $f_{ag} = N_1 - g$ та $f_y = N_1(n-1)$.

Адекватність вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \quad (4.13)$$

Одержане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Регресійні залежності ПФЕ буде адекватним, при умові $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, якщо розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості.

Побудова залежностей поверхні відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку здійснювалася відповідно до результатів експериментальних досліджень з визначенням математичної дисперсії випадкових величин D оцінювалися за стандартними методиками [14].

4.4 Результати експериментальних досліджень лабораторної установки адаптивної підвіски

З використанням повнофакторного експерименту та методик проведення досліджень, здійснено визначення залежності віброприскорення характеристик підвіски автомобіля від швидкість руху колеса, v , (м/с), тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , (атм) та тиску шин коліс, P_p , (кПа) під час руху. Віброприскорення заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 4.2. Для оброблення результатів експерименту визначали середнє значення результату кожного із факторів не менше 3 разів. Відповідно за методикою [14] визначали невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома та отримали значення коефіцієнтів регресії, які наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 - Значення закодованих коефіцієнтів рівнянь регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
вібропри скорення	-2,366	-0,103	0,91	1,015	0,0092	0,00047	0,00063	0,0019	-0,16	-0,0003

Регресійна залежність віброприскорення від швидкості руху колеса, v , (м/с), тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , (атм) та тиску шин коліс, P_p , (кПа), тобто $a_m = f_{(x_1, x_2, x_3)}(v, P, P_p)$, для кодованих значень факторів для віброприскорення характеристик підвіски автомобіля має вигляд:

$$a_{m(x_1, x_2, x_3)} = -2,366 - 0,103x_1 + 0,91x_2 + 1,015x_3 - 0,0092x_1x_2 + \quad (4.14)$$

$$+ 0,00047x_1x_3 - 0,00063x_2x_3 + 0,0019x_1^2 - 0,16x_2^2 - 0,0003x_3^2,$$

де x_1 - кодоване значення швидкість руху колеса;

x_2 - кодоване значення тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки;

x_3 - кодоване значення тиск у шинах.

Для натуральних значень факторів рівняння регресії (4.14) для віброприскорення характеристик підвіски автомобіля прийме вигляд:

$$a_{m(x_1, x_2, x_3)} = -1,216 - 0,121v + 0,015P_p + 0,00046vP_p + 0,0019v^2 - 0,0003P_p^2 \quad (4.15)$$

Отримане рівняння регресії (4.16) може використовуватись для визначення віброприскорення характеристик підвіски автомобіля a_m залежно зміни швидкості руху колеса, v , (м/с), тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , (атм) та тиску шин коліс, P_p , (кПа), у таких межах зміни вхідних факторів:

$$5,5 \leq v \leq 16,64 \text{ (м/с)}; 1,5 \leq P \leq 2,5 \text{ (атм)}; 203 \leq P_p \leq 304 \text{ (кПа)}.$$

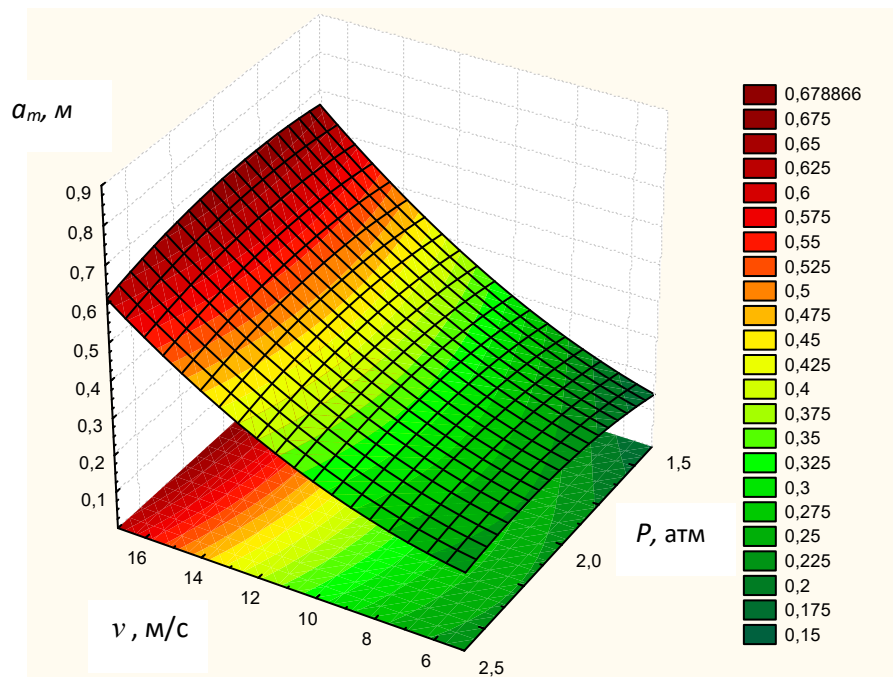
Було побудовано графічні відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів віброприскорення характеристик підвіски автомобіля a_m , як функцію від двох

змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактору $x_{i(3)} = \text{const}$, яка виконувалася за допомогою програми Statistica-6.0.

Встановлено з одержаних регресійних рівнянь, що найбільшим впливом на зміну віброприскорення характеристик підвіски автомобіля a_m є фактори x_1 , x_3 , (v , P_p) та їх комбінація. Зниження віброприскорення до 10% здійснюється збільшенням величини фактора x_1 (α). При збільшенні швидкості руху колеса та зменшення тиску шин коліс відбувається зменшення віброприскорення.

Поверхні відгуку та двовірні їх перерізи побудовані на отриманих рівняннях регресії для віброприскорення характеристик підвіски автомобіля a_m від зміни двох факторів для $x_3 = \text{const}$, що отримані за допомогою програми Statistica-6.0 показано на рис. 4.6 – 4.8.

З рисунків 4.6 - 4.8 видно, що із збільшенням швидкості руху колеса величина віброприскорення характеристик підвіски автомобіля зростає, при чому найбільша віброприскорення характеристик підвіски автомобіля досягається під час руху ТЗ по перешкодам 093 м/с^2 , а мінімальне значення продуктивності складає $0,56 \text{ м/с}^2$.



а)

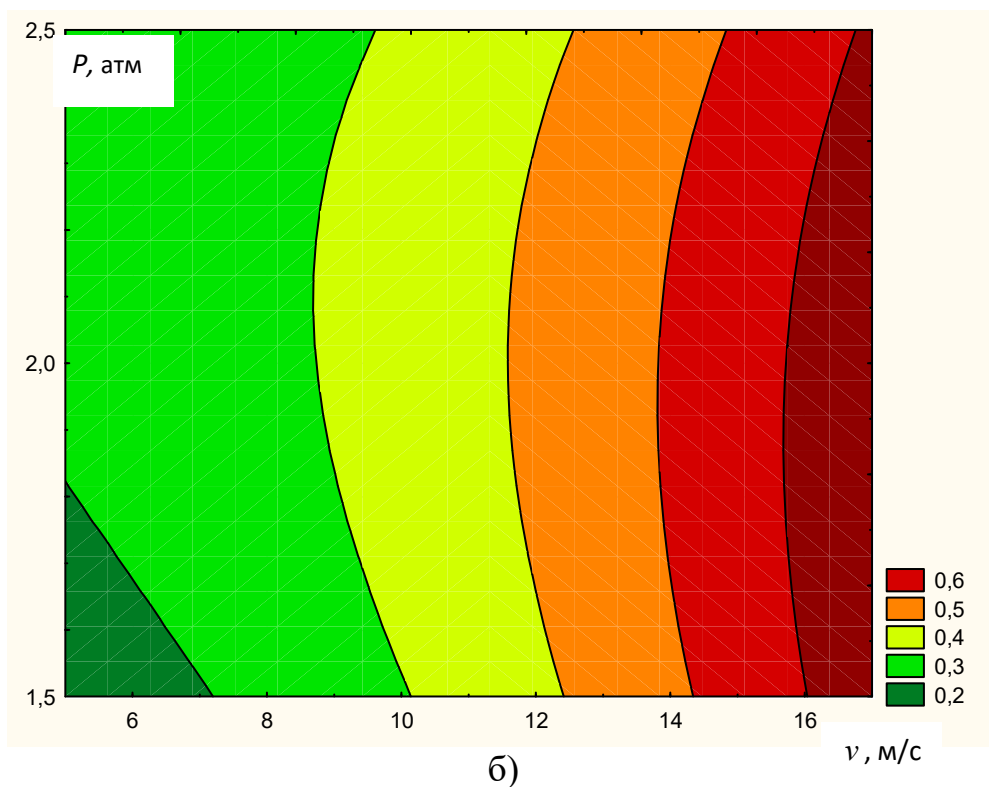
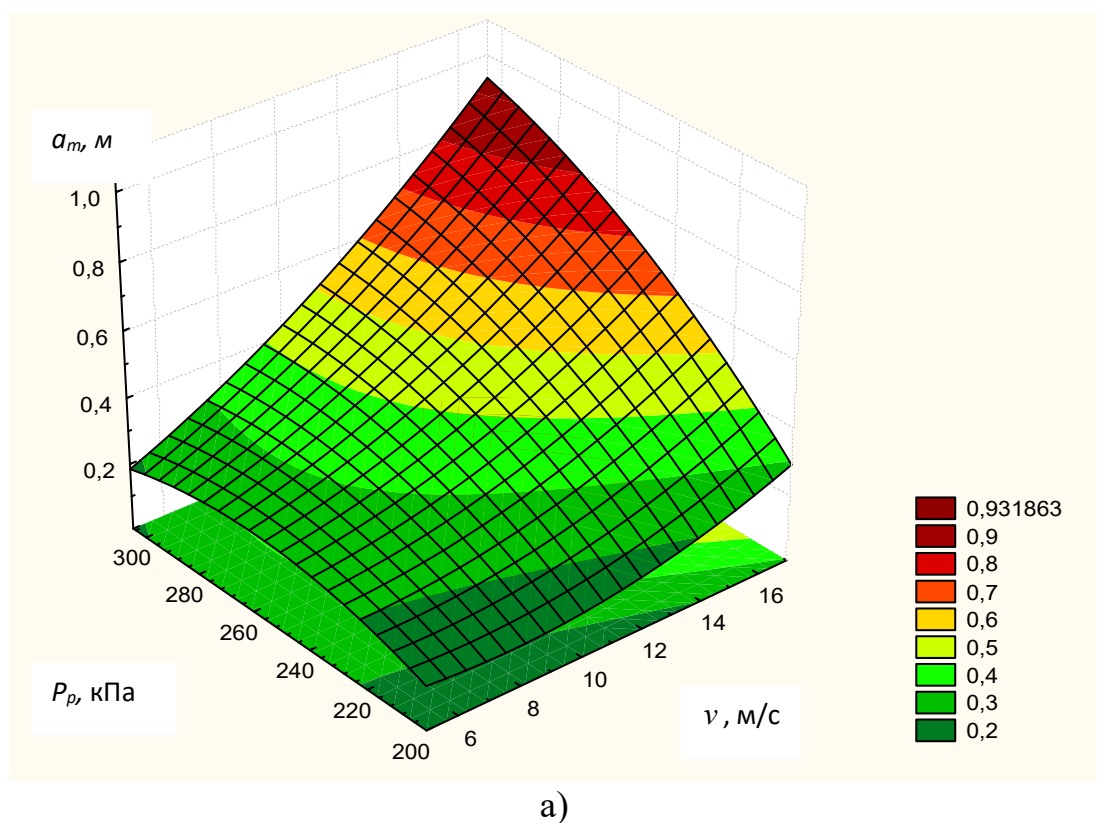
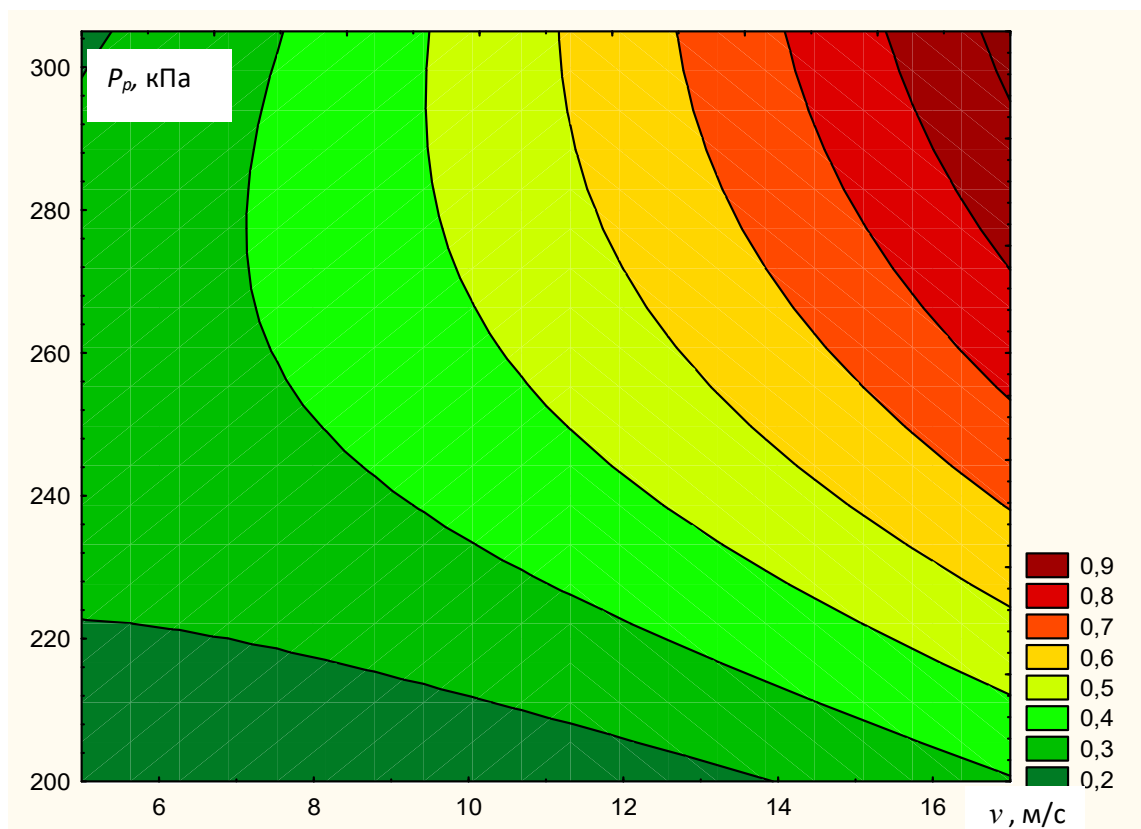


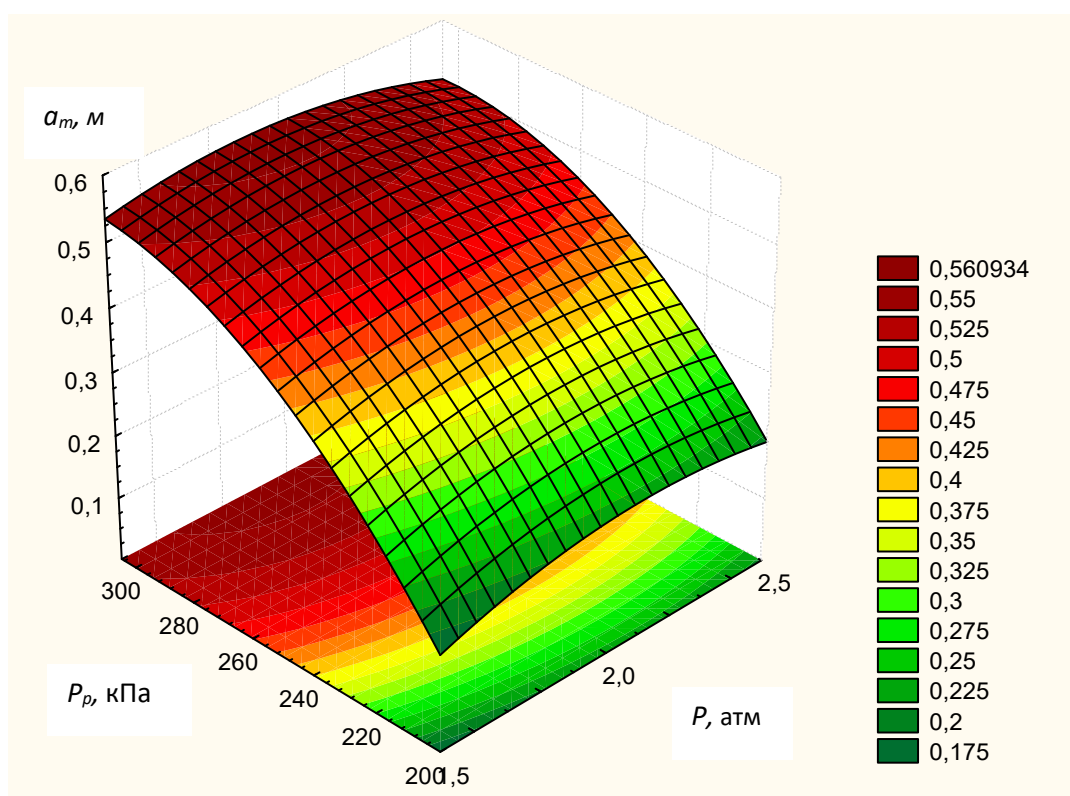
Рисунок 4.6- Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) залежності віброприскорення $a_{m(P,P_p)}$ дослідження характеристики підвіски автомобіля від швидкості руху колеса та тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки ($P_p=253,5$ кПа.)





б)

Рисунок 4.7 - Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) залежності віброприскорення $a_m(P, P_p)$ дослідження характеристики підвіски автомобіля від швидкості руху колеса та тиску шин коліс ($P=2$ атм.)



а)

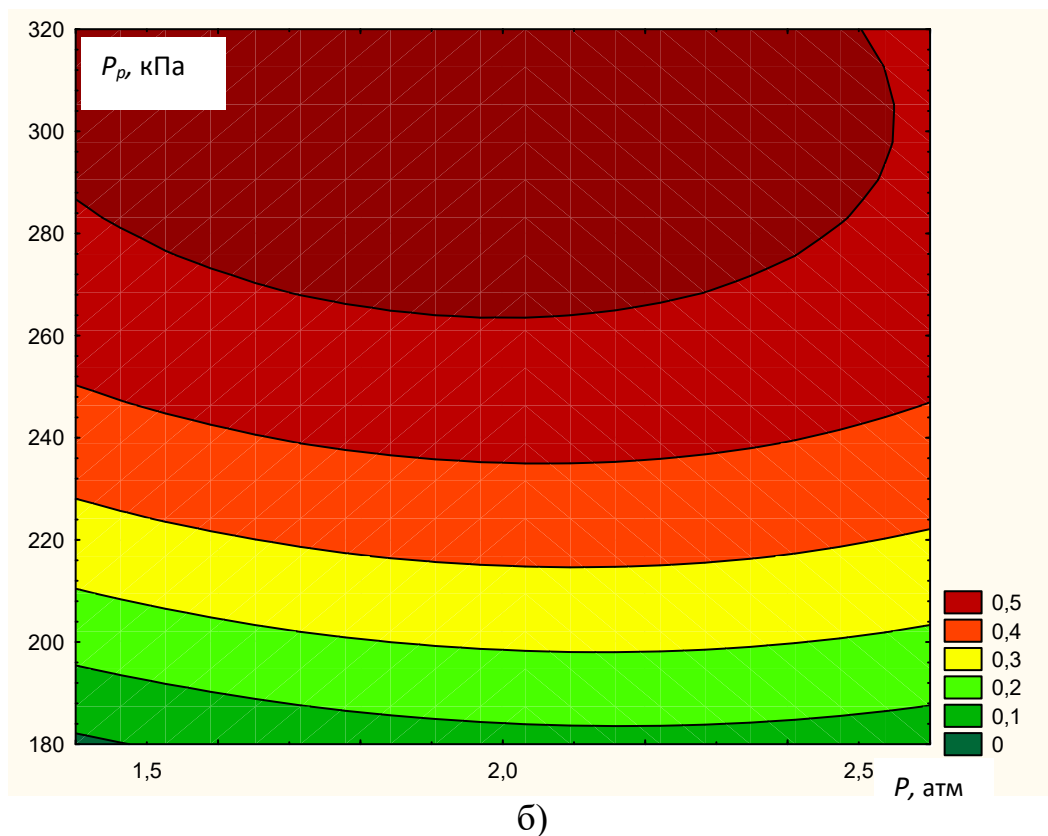


Рисунок 4.8 - Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз (б) залежності віброприскорення $a_{m(P, P_p)}$ дослідження характеристики підвіски автомобіля від тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки та тиску шин коліс ($v=11,1\text{м/с.}$)

4.5 Висновки

1. Представлено програму та методику експериментальних досліджень віброприскорення дослідження характеристики підвіски автомобіля по нерівностях з використанням стендового устаткування для проведення експериментальних досліджень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти Altivar 7.1 та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0.

2. Наведено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3^3 , яка віброприскорення дослідження характеристики підвіски автомобіля від зміни швидкості руху колеса v , тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P та тиску шин коліс, P_p , тобто $\alpha_m = f_m(v, P, P_p)$.

3. На основі проведеного багатофакторного експерименту

віброприскорення дослідження характеристики підвіски автомобіля отримано регресійну залежність із визначення впливу швидкості руху колеса v , тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P та тиску шин коліс, P_p на величину віброприскорення α_m , з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину віброприскорення α_m є величина швидкості руху колеса v , а найменш впливовим є тиску у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , однак тиску шин коліс, P_p також суттєво впливає на силові параметри віброприскорення. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $5,5 \leq v \leq 16,64$ (м/с); $1,5 \leq P \leq 252,5$ кПа; $203 \leq P_p \leq 304$ (кПа).

4. Експериментально підтверджено адекватність проведених теоретичних досліджень віброприскорення характеристик підвіски автомобіля ТЗ. Розбіжність між теоретичними і експериментальними даними не перевищує 14%. Встановлено, що із збільшенням швидкості руху колеса величина віброприскорення характеристик підвіски автомобіля зростає, при чому найбільша віброприскорення характеристик підвіски автомобіля досягається під час руху ТЗ по перешкодам 093 м/с², а мінімальне значення продуктивності складає 0,56 м/с².

5. Проведено моделювання амортизаційної стійки активного типу проводилось за допомогою засобів системи тривимірного моделювання SolidWorks, яка дозволяє проводити інженерний аналіз найрізноманітніших конструкцій за великою кількістю різних параметрів: навантаження – внутрішній тиск 1,5 атм (0,151 МПа) та переміщення 20 мм гумового елемента (відвороту гумового елемента, який прилягає до стійки амортизатора. За результатами розрахунку: максимальні напруження 3,43 МПа; мінімальний запас міцності становить ≈ 4 ; максимальна деформація гумового елемента 0,11 (11%); максимальне результуюче переміщення 12,31 мм. Осьові (вертикальні) переміщення гумового елемента становлять: нижній край зовнішнього циліндра – 2,72 мм (вверх); юбка гумового елемента – 12,3 мм, а осьове зусилля на гумовому елементі становить 1,89 Н (Додаток Д).

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення науково-прикладної задачі розроблення методології створення конструкцій підвіски малотоннажних автомобілів, що, на відміну від існуючих, забезпечить кращі показники плавності ходу, керованості і стійкості руху.

2. На основі закону побудови траєкторії руху автомобіля розроблена модель розміщення траси. При цьому встановлено, що на стійкість і керованість автомобіля на поворотах суттєво впливає не тільки відцентрове прискорення, але і зміна кривини траєкторії, яка може призвести до заносу автомобіля з його поворотом відносно вертикальної осі.

3. Розроблено методику розрахунку системи підресорювання КТЗ із різним законом зміни відновлюючої сили. Отримані аналітичні залежності, які визначають виконання ергономічних вимог по частоті вертикальних коливань у випадку руху КТЗ по дорозі з нерівностями. Показано, що при русі КТЗ по дорозі з малими нерівностями слід вибирати прогресивну СП та неконсервативну із значенням параметрів $-0.4 < \nu_1 < 1$, $0 < \nu_2 < 1$ - за статичної деформації $0.1 < \Delta_{ст} < 0.2$ м; та $-0.7 < \nu_1 < -0.4$, $0 < \nu_2 < 1$ - за статичної деформації $0.25 < \Delta_{ст} < 0.4$ м.

4. Встановлено, що критичне значення динамічного кута повороту керованих коліс для системи підресорювання із регресивним законом зміни пружної характеристики підвіски за малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань є меншим ніж для підвісок із лінійним законом її зміни і навпаки більшим - для великих амплітуд поздовжньо-кутових коливань. Зокрема, збільшення статичної деформації ПМД при $\nu = 2/5$ та амплітуді поперечно-кутових коливань 0.04 рад збільшує значення кута повороту на 14,7% у порівнянні із СП із лінійною характеристикою відновлювальної сили.

5. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину віброприскорення a_m у факторному полі зі змінними параметрами - $5,5 \leq \nu \leq$

16,64 (м/с); $0,15 \leq P \leq 0,25$ (МПа); $0,203 \leq P_p \leq 0,304$ (МПа), є величина швидкості руху колеса v і тиск повітря в шинах коліс, P_p , а найменш впливовим є тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки, P , проте і він суттєво впливає на параметри віброприскорення.

6. Експериментально підтверджено адекватність проведених теоретичних досліджень характеристик віброприскорення підвіски автомобіля. Розбіжність між теоретичними і експериментальними даними не перевищує 14%. Встановлено, що із збільшенням швидкості руху колеса величина віброприскорення підвіски автомобіля зростає, причому найбільше віброприскорення підвіски автомобіля досягається під час руху ТЗ по перешкодам з прискоренням $0,93 \text{ м/с}^2$, а мінімальне – при $0,56 \text{ м/с}^2$.

7. Проведено моделювання амортизаційної стійки активного типу за допомогою засобів системи тривимірного моделювання SolidWorks. За результатами розрахунку встановлено: максимальні напруження 3,43 МПа; мінімальний запас міцності ≈ 4 ; максимальна деформація гумового елемента 0,11 (11%); максимальне результуюче переміщення 12,31 мм. Осьові (вертикальні) переміщення гумового елемента становлять: нижній край зовнішнього циліндра – 2,72 мм (вверх); юбка гумового елемента – 12,3 мм, а осьове зусилля на гумовому елементі становить 1,89 Н.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомобілі. Стійкість: Монографія/[В. Г. Вербицький, В. П. Сахно, О. П. Кравченко, О. В. Костенко та ін.]. – Луганськ: Вид-во «Ноулідж», 2013. – 176 с. [переклад з російської]
2. Адаптивна підвіска. Пристрій, принцип дії [Електронний ресурс] Режим доступу: <http://www.autoobserver./sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoypodveski.html>. [переклад з російської]
3. Баштовий В. М. Удосконалення системи підресорювання спеціалізованого транспортного засобу, що знаходиться під дією випадкових збурень нерівностями дорожньої основи: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 – Автомобілі та трактори/ Харків, 2017. 184 с. http://diser.ntu.edu.ua/Bashtovui_dis.pdf
4. Вербицький В.Г. До питання визначення та аналізу показників курсової стійкості руху легкового автомобіля / В.Г. Вербицький, В.А. Макаров, А.В. Костенко // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. - 2009. - № 2 (9). - С. 21 - 25.
<https://ea.donntu.edu.ua/bitstream/123456789/9586/1/%D0%92%D0%B5%D1%80%D0%B1%D0%B8%D1%86%D0%BA%D0%B8%D0%B9.pdf>
5. Волохов О. С. Поліпшення стійкості автомобілів категорії М1 у неусталених режимах руху : автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук : 05.22.02 — автомобілі та трактори / Олександр Сергійович Волохов ; Національний університет "Львівська політехніка". - Львів, 2013. - 22 с.
<https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/23778?mode=full>
6. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
http://autocollege.com.ua/sites/default/files/volkov_teoriya_ruhu_avtomobilya.pdf

7. Величко Г. В. Забезпечення рівності автомобільних доріг / Г.В. Величко, В.В. Філіппов // Автошляховик України. – К.: Держ. автотр. наук. досл. і проектн. ін-т. – 2003. – № 2. – С. 40 – 4

8. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Матвійшин А.Й., Хорошун Р.В. Синтез підвіски автотранспортних засобів. *Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник»*. Кропивницький, 2023. Вип. №8(39). С. 153-164. https://mapiea.kntu.kr.ua/archive/39_I/39_I_%D0%9Devko2.html

9. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Хорошун Р.В., Гевко Б.Р., Матвійшин А.Й. Синтез підвіски автотранспортних засобів. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту» (Кропивницький, 22-24 листопада 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 73. <https://kntu.kr.ua/file/content/8142/zbirnyk-materialiv-mizhnarodnoi-naukovo-praktychnoi-konferentsii-innovatsiini-tekhnohii-rozvytku-ta-efektyvnosti-funktsionuvannia-avtomobilnoho-transportu-22-24-lystopada-2023-r-.pdf>

10. Грубель М.Г. Коливання ПЧ БКМ та їх вплив на стійкість руху вздовж криволінійної ділянки шляху / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ, 2014. – Вип. 24.1. – С.155–162.

11. Грубель М.Г. Вплив відновлювальної сили пружної підвіски на коливання та стійкість руху колісних транспортних засобів/ М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл. // Перспективи розвитку озброєння і військової техніки СВ: тези доповідей Міжнародної НТК. – Львів: АСВ, 2014. – С. 35.

12. Грубель М.Г. Вертикальні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під дією випадкових збурень / М.Г. Грубель, О.П. Красюк, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Наукові нотатки НТК. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 112–116.

13. Горбаха М. М. Вплив типу підвіски напівпричепа на стійкість автопоїзда в процесі гальмування / М. М. Горбаха, В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов,

В. М. Глінчук // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2007. – №10. – С. 120-125.

14. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В.–К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

15. Динаміка автомобіля / [М. А. Подригало, В. М. Волков, А. А. Бобошко та ін.] ; під ред. М. А. Подригало. – Харків : Вид-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

16. Довжик М. Я. Криволінійний рух чотирьохколісної машини з використанням супутникової навігаційної системи / М. Я. Довжик, О. М. Калнагуз, Ю. В. Сіренко // Наукові горизонти. – 2020. – № 7 (92). – С. 126–135.
http://ir.polissiauniver.edu.ua/bitstream/123456789/11098/1/SH_2020_7_126-135.pdf

17. ДСТУ 3736-98. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення. [Чинний від 1999-07-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1999. 11 с.

18. ДСТУ 2886-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1995. 23 с.

19. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2010-01-28]. Вид. офіц. Київ : Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.

20. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. [Чинний від 1997-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1996. 30 с.

21. ДСТУ ISO 8855-2014. Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів (ISO 8855:2011, IDT). [Чинний від 2015-04-01]. Вид. офіц. Geneva : ISO copyright office, 2011. 42 с.

22. ДСТУ 2947-94. Автотранспортні засоби. Підвіски автомобілів. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1995. 17 с.

23. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 3. Маневреність. Керованість. Стійкість : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. М. Поляков, А. В. Костенко та ін.: вид-во ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.

24. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 2. Плавність ходу та прохідність автотранспортних засобів : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. М. Поляков, А. В. Костенко та ін. : вид-во ЛАНДОН-XXI, 2014. 354 с.

25. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів : навчальний посібник / В. П. Сахно, А. П. Костенко, М. І. Загороднов та ін.: ТОВ «Цифрова типографія», 2014. 444 с.

26. Казачковський Н. Н. Програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти та пристроїв плавного пуску (версія 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н. Н. Н.Н. - Дніпропетровськ: НГУ, 2006. - 45 с. [переклад з російської]

27. Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. №588 – С. 49-52.

28. Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. №588 – С. 49-52.

29. Кузнєцов Р. М. До питання стійкості сидельно-причіпного автопоїзда у гальмівному режимі / Р. М. Кузнєцов, Р. Л. Данилюк // Наукові нотатки: міжвуз. зб.. Луц. нац. техн. ун-т.. – Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. – Вип. 32. – С. 197-199.

30. Клец Д. М. Оцінка стійкості автомобілю проти занесення при русі нерівною дорогою. Вісник НТУ "ХПІ". 2013. № 30 (1003). С. 55-61 [переклад з російської]

31. Клец Д.М. Визначення нормальних реакцій на передніх та задніх колесах автомобіля під час руху нерівною дорогою. Вісник ХНАДУ. 2013. Вип. 61–62. С. 195-199 [переклад з російської]

32. Клец Д. М., Дубінін Є. О., Слипченко І. В., Полянський О. С. Вплив різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс на стійкість автомобіля проти зносу. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2019. Вип. 198. С. 118–129.

33. Костенко А. В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Нац. трансп. ун-т. Київ, 2007. 168 с.

34. Колесников В. С. Про дослідження на фізичних моделях стійкості автомобіля при гальмуванні. Автомобільна промисловість. 1972. №9. С. 25-29. 193 [переклад з російської]

35. Кравченко А. П., Поляков В. М. Експериментальні дослідження керованості автопоїзда. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2004. Ч.2, №8(78). С.186-190. [переклад з російської]

36. Ляшук О., Гевко І., Гудь В., Хорошун Р., Гевко Б., Матвійшин А., Сіправська М. Стенди для дослідження підвіски автомобіля. Bulletin of Lviv National Environmental University. Series «Agricultural engineering research». Lviv, 2022. Вип. 26. С.127-133.

37. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Хорошун Р.В., Кашканова Г.Г., Антонюк О.П. Модель проходження повороту автомобілем. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця, 2023. Вип. №2(18). С. 87-93.

38. Ляшук О. Л., Сокіл Б. І., Хорошун Р. В., Бодоряк Ю. Д. Дослідження кутових коливань колісних транспортних засобів. *Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин»* (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.). Тернопіль, 2021. С. 92–94.

39. Ляшук О. Л., Хорошун Р. В., Пиндус Ю. І., Пиндус Т. Б. Динаміки підресореної частини транспортних засобів на їх керованість. Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя (Тернопіль, 14-15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 92–94.

40. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М. Хорошун Р.В., Романюк О.Б. Модель руху автомобіля при перебудові смугами. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей (Луцьк, 14-16 червня. 2022 р.)*. Луцьк, 2022. С. 103-106.

41. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. До вибору траєкторії проходження повороту автомобілем. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, 23 - 25 жовтня. 2023 р.)*. Вінниця, 2023. С. 211-214.

42. Ляшук О.Л. Дослідження поздовжньо-кутових коливань колісних транспортних засобів/ Ляшук О.Л., Сокіл М.Б., Маруніч О.П.// Матеріали XIX наук. конф. ТНТУ ім.. І. Пулюя.- Тернопіль.-2016.- С.62-63.

43. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Гудь В.З., Левкович М.Г, Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Експериментальна установка для дослідження підвіски автомобіля. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту» (Кропивницький, 17-19 листопада 2022 р.)*. Кропивницький, 2022. С. 189-192.

44. Макаров В.А. Моделювання руху автомобіля з урахуванням тягової сили й перерозподілу маси/ В.А. Макаров, О.С. Волохов// Автомобільний транспорт. - 2013. - В. 32.- С.23-28.

45. Макаров В.А. До питання вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху легкового автомобіля / В.А. Макаров, А.С. Волохов, А.В. Куплінов // Наукові нотатки : міжвузівський збірник. - Луцьк, 2010. - Вип. 28. - С. 311 - 316.

46. Макаров В. А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.02 / Нац. трансп. ун-т. Київ, 2011. 357 с.

47. Макаров В. А., Волохов О. С., Куплінов А. В. До питання вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху легкового автомобіля. Наукові нотатки. 2010. Вип. 28. С. 311–316.

48. Мандрика В.Р. Керованість і стійкість руху автомобіля В класу з системою ESP / В.Р. Мандрика, В.Г. Шликова // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2013. – № 31 (1004). – С. 69-65.

49. Мандрика В. Р. Керованість і стійкість руху автомобіля В-класу з системою ESP / В. Р. Мандрика, В. Г. Шликова // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2013. – № 31 (1004). – С. 60-65.

50. Маневреність та гальмівні властивості колісних машин / [М. О. Подригало, В. П. Волков, В. І. Кірчатий, А. А. Бобошко]; Під. ред. М. А. Подригало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003 - 403 с. [переклад з російської]

51. Мельничук С. В., Вітюк І. В., Бовсунівський І. А. Дослідження стійкості автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму в середовищі SOLIDWORKS. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2015. №2 (4). С. 84–91. 188

52. Мельничук С. В., Вітюк І. В., Бовсунівський І. А. До питання підвищення показників плавності ходу автомобіля категорії М1. Програмно-апаратний комплекс для проведення натурного дослідження підвіски. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2014. №1. С. 73–79.

53. Митрофанов В. І., Трошенков І. В., Бочаров Н. Ф., Гусєв В. І. Застосування моделей шин для визначення різних параметрів та властивостей їх

прототипів. Автомобільна промисловість. 1981. №2. С. 21-23. [переклад з російської]

54. Міронов Д., Ляшук О, Гевко І., Гупка А., Слободян Л., Гевко Б., Хорошун Р. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2023.–№2(21). С.135-144. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1218>

55. Нанівський Р.А. Вплив на занесення коливань підресореної частини БКМ під час його руху вздовж криволінійної ділянки шляху / Р.А. Нанівський // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ України, 2014. – Вип. 24.3. – С. 366–372.

56. Олег Ляшук, Іван Гевко, Роман Хорошун, Богдан Гевко. Стенди для досліджень характеристики підвіски автомобіля. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики“*, (Тернопіль, 29-30 вересня 2022 р.). Тернопіль, 2022. С.173–174.

57. Павленко В.М. Сучасний стан розвитку активних підвісок легкових автомобілів / Павленко В.М., Криворучко О.О. //Вісник НТУ “ХП”, Автомобілебудування, 2014.- №9(1052).-С.54-60.

58. Павловський М.А. Теоретична механіка: для студ. вузів/М.А. Павловський, Т.В.Путята. - К.: Вища школа, 1985. - 328с. [переклад з російської]

59. Підвищення стійкості та керованості колісних машин у гальмівних режимах: Монографія / [Е. Є. Александров, В. П. Волков, Д. О. Волонцевич та ін]; За ред. Д. О. Волонцевича. – Харків: НТУ «ХП», 2007. – 320 с. [переклад з російської]

60. Подригало М. А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів: Монографія / М. А. Подригало. – Харків, 2013. – 220 с. [переклад з російської]

61. Подригало М. А. Розподіл гальмівних сил між осями сучасного АТЗ, що враховує фази процесу його гальмування [Текст] / М. А. Подригало В. І. Назаров // Автомобільна промисловість: наук. техн. журн. - 2012. - № 7. - С. 17-21. [переклад з російської]

62. Подригало М. А. Розподіл реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: наук. журн. - 2010. - № 6. - С. 46-50. 152 [переклад з російської]

63. Подригало М. А. Вплив гальмівних моментів на величину динамічних вертикальних реакцій дороги на осях автомобіля [Текст] / М. А. Подригало, В. І. Назаров // Автомобільна промисловість: Науково-технічний журнал. - 2011. - № 8. - С. 23-25. 22. [переклад з російської]

64. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць. – Харків : ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33- 36.

65. Подригало М. А. Керованість та стійкість автомобіля. Визначення понять (у порядку обговорення). Автомобільна промисловість. 2008. №11. С. 22-23. [переклад з російської]

66. Подригало М. А., Клец Д. М., Коробко О. І., Гацько В. І. Оцінка стійкості та керованості автомобілів при дисбалансі напрямних коліс. Інженерія природокористування. 2014. № 2. С. 28-32. [переклад з російської]

67. Поляков В. М. Теоретичне дослідження впливу осьової нерівномірності гальмівних сил на стійкість автопоїзда / В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, Д. А. Абрамов // Вісник СХУ імені Володимира Даля. – Луганськ : ВНТУ, 2007. – № 6 (112). – С. 59-62.

68. Поляков В. М. Дослідження впливу геометричних параметрів триланкового автопоїзда на стійкість його руху / В. М. Поляков, Д. Ю. Приходченко, Г. М. Борисенко, М. І. Файчук // Вісник ЖДТУ : Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – № 2 (53). – С. 121-126.

69. Поляков В. М., Разбойніков О. О. До вибору критеріїв курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2020. С. 56.

70. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 1(37). С. 329–338.

71. Поляков В. М., Мурований І. С., Разбойніков О. О. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2015. №1(3). С. 128–135. 93.

72. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Поліпшення екологічної безпеки автомобіля шляхом використання активної підвіски при русі по нерівній дорозі. Сучасні проблеми екології : тези XIV Всеукр. наук. on-line конф. студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю, 15 берез. 2018 р. Житомир : ЖДТУ, 2018. С. 11.

73. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математична модель руху автомобіля по нерівностям дороги. LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2016. С. 49.

74. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математична модель курсової стійкості руху легкового автомобіля по нерівній дорозі. LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2017. С. 63.

75. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2018. Вип. 1(40). С. 252–261.

76. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2016. №2(77). С. 215–223.

77. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойніков О. О. Дослідження взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Проблеми розвитку транспорту і логістики : зб. наук. праць VII Міжнар. наук.-практ. конф., 26–28 квіт. 2017 р. Сєверодонецьк-Одеса : вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. С. 188–189.

78. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі. Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2017. С. 37.

79. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 3(39). С. 117–126.

80. Поляков В. М., Шарай С. М., Разбойніков О. О. Вплив роботи стабілізатора поперечної стійкості на безпеку руху автомобіля по нерівній дорозі: тези доп. III-ї Всеукр. наук.-практ. конф. Львів : вид-во Львівської політехніки: 2018. С. 72–74.

81. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наукові праці Міжнар. наук.-практ. та наук.-методич. конф. Харків : ХНАДУ, 2016. С. 45–46.

82. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математичне моделювання руху автомобілів з пасивними та активними підвісками по нерівній дорозі. LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів

та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2018. С. 59.

83. Поляков В. М., Разбойніков О. О. До розробки алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : наук. пр. XIII міжн. наук.-практ. конф. Житомир : Житомирська політехніка, 2020. С. 56.

84. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2019. С. 39–42.

85. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною і активною підвісками коліс по нерівній дорозі. LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2019. С. 58.

86. Поляков В. М., Разбойніков О. О., Горпинюк А. В. До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля. Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали II Всеукр. наук.-техн. конф. Полтава : ПолтНТУ, 2018. С. 38–39. 194

87. Поляков В. М., Горпинюк А. В., Разбойніков О. О. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2018. №1(10). С. 79–84.

88. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля. Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2020. С. 355–356.

89. Полянський А. С., Клец Д. М., Дубінін Є. А. Підвищення точності оцінки стійкості автомобілів та тракторів при наїзді на перешкоду. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2018. Вип. 190. С. 162-171. [переклад з російської]

90. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В., Шевчук В.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. Львів, 2023. № 28. С. 115–122.

91. Рогатинський Р., Ляшук О., Гевко І., Хорошун Р., Брикса А. Модель обгону автомобілем на прямій трасі. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 19-21 квітня 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 17 - 20.

92. Рогатинський Р.М, Хорошун Р.В., Бобков А. Д., Шимків Р. Б. Моделювання руху автомобіля по криволінійній трасі / *Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“* (Тернопіль, 24-25 листопада 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 81–82.

93. Розвиток математичної моделі криволінійного руху двовісного автомобіля / Б. І. Кальченко [та ін.] // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Автомобіле- та тракторобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2017. – № 13 (1235). – С. 45-50.

94. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі. Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. 2017. №10. Р. 87–94.

95. Разбойніков О. О. Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки». 2016. Вип. 17. Ч. 1. С. 80–88.

96. Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу

автомобілів : зб. тез доп. наук.-практ. конф. Одеса : Військова академія, 2015. С. 263–267.

97. Рожков С.П. Розробка системи керування адаптивною підвіскою автомобіля з урахуванням умов експлуатації : дис. ... канд. тех. наук : 05.22.20 / Рожков С.П.; [наук. керівник О. В. Бажинов]. Харків. 2016. 112 с.

98. Разбойніков О. О. Вплив автоколивань керованих коліс автомобіля на його курсову стійкість руху по нерівній дорозі. Молоді вчені 2018 – від теорії до практики : матеріали IX Міжнар. конф. молодих вчених, 16 лют. 2018 р. Дніпро : Дніпро-Варна, 2018. С. 62–65.

99. Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. 2019. №16. Р. 43–50.

100. Амортизатор, що самоналаштовується з програмованою демпфуючою характеристикою / А.Д. Дербаремдікер, Р.А. Мусарський, І.О. Степанов, М.А. Юдкевич // Автомобільна промисловість. 1985. - № 1. - С. 13 - 15. [переклад з російської]

101. Сахно В.П., Мурований І. С., Паламарчук О. В., Хорошун Р. В. Порівняльний аналіз триланкових автопоїздів різних компоновальних схем за стійкістю прямолінійного руху. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2023. №2(21). С. 186-197.

102. Сахно В. П. Основні напрями дослідження стійкості автомобіля та автопоїзда / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, Н. І. Міщенко // Автомобільний транспорт. - Харків: ХНАДУ, 2001. - № 7-8. – С. 44–46. [переклад з російської]

103. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза / В. П. Сахно, Р. М. Кузнєцов, Р. М. Марчук, В. П. Онищук // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ : НТУ, 2011. – С. 157-165.

104. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда / В. П. Сахно, О. М. Тімков, П. О. Гуменюк, М. І. Файчук // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ. – 2013. – Вип. 27. – С. 31-39.

105. Сахно В. П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В. П. Сахно, 153 В. М. Сондак // Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Випуск 1. – 2000. – С. 80-83.

106. Сахно В. П. До визначення стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В. П. Сахно, Р. М. Кузнєцов, Р. М. Марчук, М. І. Файчук, О. А. Енглезі // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту : Науковий журнал. – 2012. – № 4. – С. 61-67.

107. Сахно В. П. Аналіз стійкості і маневреності сидельного автопоїзда з системою управління кутами складання його ланок / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, О. А. Енглезі, В. М. Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2006. – № 9. – С. 85-89.

108. Сахно В. П., Лотиш В. В., Гуменюк П. О. Покращення курсової стійкості автомобіля з використанням системи ESP. Вісник НТУ. 2011. Вип. 46. С. 171–175.

109. Сенік П. М. Обернення неповної Beta-функції / П.М. Сенік // Укр. мат. журн. – К., 1969. – 21, № 3. – С. 325-333.

110. Сіренко Ю. В. Траєкторія повороту машини з використанням супутникової навігаційної системи. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції "Молодь і технічний прогрес в АПВ". Інноваційні розробки в аграрній сфері. Том 2. 17-18 травня 2021 р. Харків: ХНТУСГ, 2021. С. 123-126.

111. Сокіл І., Ляшук О., Хорошун Р., Сокіл М. Вплив силових параметрів керованої підвіски на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 15-17 квітня 2020 р.)*. Кропивницький, 2020. С. 183-186.

112. Сокіл Б.І. Вплив характеристики підвіски на вертикальні та поперечно- кутові коливання корпусу армійських автомобілів багатоцільового призначення / Б.І. Сокіл, Р.А. Нанівський, М.Г. Грубель // Проблемні питання розвитку озброєння і військової техніки: тези доповідей IV НТК . – Київ: ЦНДІ, 2013. – С. 205–206.

113. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2010. –155 с.

114. Сеник П. М. Про застосування и-методики для одного класу коливних систем/ Сеник П. М., Сокіл Б. І. // Доп. АН УРСР.- 1977.- А, №1.- С. 12 -16.

115. Солтус А. П., Малов С. С. Дослідження складових моменту опору повороту керованих коліс автомобіля під час руху. Автомобільна промисловість. 1978. №11. С. 18-20. [переклад з російської]

116. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. – К.: Арістей, 2010. –155 с.

117. Солтус А. П., Черненко С. М. Визначення впливу поздовжнього нахилу шворня на ваговий стабілізуючий момент. Всеукраїнський щомісячний науковотехнічний і виробничий журнал «Машинознавств». 2003. № 6(72). С. 47–50.

118. Солтус А. П., Клімов Е. С. Дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи. Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. 2012. №4 (75). Ч. 1. С. 88–93.

119. Сукенік І. Хорошун Р. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної студентської науково-технічної конференції „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“* (Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 122.

120. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 148601 Україна: МПК G01N 17/00. № а u202101835; заявл. 07.04.21; опубл. 25.08.2021, бюл. № 34. 5с.

121. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 150771 Україна: МПК G01N 3/00, F16D 65/00. № а u202106434; заявл. 15.11.21; опубл. 14.04.2022, бюл. № 15. 5с.

122. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 155002 Україна: МПК G01N17/00. № а № u202302465; заявл. 23.05.23; опубл. 10.01.2024, бюл. № 2. 5с.

123. Стійкість колісних машин проти занесення в процесі гальмування та шляхи її підвищення / [М. О. Подрігало, В. П. Волков, В. А. Павленко та ін]; під. ред. М. А. Подрігало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2006. - 377 с. [переклад з російської]

124. Філіппов В. В., Смирнова Н. В., Кияшко Д. І. Оцінка впливу нерівностей дорожніх покриттів на безпеку руху. Вісник ХНАДУ. 2009. № 47. С. 112-126. [переклад з російської]

125. Хорошун Р.В. Дослідження руху автомобіля по криволінійній трасі // *Тези доповідей Ювілейної наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету.* – К.: НТУ, 2024, Вип. 80 – 116 с.

126. Шилов А.І. Вдосконалення процесу керування пневматичною підвіскою автотранспортних засобів: автореф. дис. на здобуття наук. Ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02 " Автомобілі та трактори " / Харків. 2002. 15 с. 9.

127. Blundell M., Harty D. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics : 2nd edition. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2015. 756 p.

128. Balkwill James. Performance Vehicle Dynamics: Engineering and Applications. Oxford : Elsevier, 2018. 360 p.

129. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle Dynamics : Modeling and Simulation. Heidelberg : Springer, 2014. 405 p. 189

130. Dixon J. C. Suspension geometry and computation. Chichester : Wiley, 2009. 434 p.

131. Fijalkowski B. T. Automotive Mechatronics : Operational and Practical Issues : Volume 2. New York : Springer, 2011. 523 p.
132. Gillespie T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Michigan : SAE International. 1992. 519 p.
133. Genta G. Road Vehicle Dynamics: Fundamentals of Modeling and Simulation. Singapore : World Scientific Publishing, 2017. 983 p.
134. Genta G. Automotive chassis. Volume 2 : System design. New York : Springer, 2009. 825 p.
135. Heißing, B., Ersoy, M. Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives. Berlin : Vieweg+Teubner Verlag, 2011. 615 p.
136. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application : 3rd edition. Cham : Springer, 2017. 985 p.
137. Lyashuk O., Sokil B., Sokil M., Vovk Y., Lebid I., Hevko I., Levkovych M., Khoroshun R., Matviyishyn A. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2022. Vol. 24(3). P. 247-258.
138. Lyashuk, O., Stashkiv, M., Lytvynenko, I., Sakhno, V., Khoroshun, R. Information technologies use in the study of functional properties of wheeled vehicles. *CEUR Workshop Proceedings*. *This link is disabled*. 2023. 3628. P. 370–381.
139. Mastinu Giampiero, Ploechl Manfred. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Florida : CRC Press, 2014. 1708 p.
140. Mitschke Manfred, Wallentowitz Henring. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Berlin : Springer, 2014. 919 p.
141. Rill G. Road Vehicle Dynamics : Fundamentals and Modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 331 p.
142. Magic Body Control.
URL: http://techcenter.mercedesbenz.com/en/magic_body_control/detail.html. (дата звернення : 30.06.2015).

143. Olsson H., Aström K. J., Canudas de Wit C., Gafvert M. and Lischinsky P. Friction models and friction compensation. *European Journal of Control*. 1998. №4. S. 176–195.
144. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2005. 621 p.
145. Stuart Macey, Geoff Wardle. H-point: The Fundamentals of Car Design & Packaging. Pasadena : Art Center College of Design, 2009. 224 p.
146. Savaresi S. M, Poussot-Vassal C., Spelta C., Senname O. and Dugard L. Semiactive suspension control design for vehicles. Oxford : Butterworth-Heinemann. 2010. 206 p.
147. Sokil B, Lyashuk O, Sokil M, Popovich P, Vovk Y, Perenchuk O. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*. 2018;15(1): 4880-4892.
148. Sokil B., Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Dzyura V., Aulin V., Khoroshun R. Interpreting the main power characteristics choice of the wheel vehicles guided cushioning system. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2021. Vol. 23(2). P. 193-149.
149. Tuan-Anh Nguyen. Application of optimization methods to controller design for active suspensions : dis. ... PhD in engineering science / Brandenburgischen Technischen Universität . Cottbus, 2006. 152 p. 183
150. Trzesniowski M. Rennwagentchnik : Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008. 866 p.
151. <https://www.hbmprensca.com>.
152. <https://www.ncode.com>.
153. Stashkiv Mykola & Matsiuk Oleksandr (2021). nCode GlyphWorks Software Use for Test Data Processing. The 1st International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems 2021 (ITTAP 2021). Vol-3039. 192-205.

154. Stashkiv Mykola, Lytvynenko Iaroslav, Stashkiv Viktor (2022). Test Data Processing Use for Structural Fatigue Life Assessment. The 2st International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems 2022 (ITTAP 2022). Vol. 3309. 241-258

155. Oleg Lyashuk, Mykola Stashkiv, Yurii Palianytsia, Roman Khoroshun & Dmytro Mironov (2024) Fourier Model Fitting for Vibration Analysis of Car Wheel Suspension Enhanced Damping System. The 4st International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems 2024 (ITTAP 2024). Volume 3896. 146-164.

156. SERTA, E., BOYRAZ, P. Optimization of suspension system and sensitivity analysis for improvement of stability in a midsize heavy vehicle. Engineering Science and Technology, an International Journal [online], 2017, 20(3), p. 997-1012. ISSN 2215-0986. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.jestech.2017.03.007>.

157. Sert, E. and Boyraz, P., "Enhancement of Vehicle Handling Based on Rear Suspension Geometry Using Taguchi Method," SAE Int. J. Commer. Veh. 9(1):1-13, 2016, <https://doi.org/10.4271/2015-01-9020>.

158. S. Li, G. Wang, B. Zhang, Z. Yu and G. Cui, "Vehicle yaw stability control at the handling limits based on model predictive control", Int. J. Automot. Technol., vol. 21, no. 2, pp. 361-370, 2020.

159. K.-U. Henning, S. Speidel, F. Gottmann and O. Sawodny, "Integrated lateral dynamics control concept for over-actuated vehicles with state and parameter estimation and experimental validation", Control Eng. Pract., vol. 107, 2021.

160. K. Ma, Z. Xie, P. K. Wong, W. Li, S. Chu and J. Zhao, "Robust fuzzy fault tolerant control for vehicle lateral dynamics stabilization with integrated actuator fault and time delay", J. Dyn. Syst. Meas. Control, vol. 144, 2021.

161. M. Kamal Mazhar, M. J. Khan, A. I. Bhatti and N. Naseer, "A novel roll and pitch estimation approach for a ground vehicle stability improvement using a low cost IMU", Sensors, vol. 20, no. 2, 2020.

162. F. Di Biase, B. Lenzo and F. Timpone, "Vehicle sideslip angle estimation for a heavy-duty vehicle via extended kalman filter using a rational tyre model", *IEEE Access*, vol. 8, pp. 142120-142130, 2020.
163. E. Villano, B. Lenzo and A. Sakhnevych, "Cross-combined UKF for vehicle sideslip angle estimation with a modified dugoff tire model: Design and experimental results", *Meccanica*, vol. 56, pp. 2653-2668, 2021.
164. H. Qi, N. Zhang, Y. Chen and B. Tan, "A comprehensive tune of coupled roll and lateral dynamics and parameter sensitivity study for a vehicle fitted with hydraulically interconnected suspension system", *Proc. Inst. Mech. Engineers Part D: J. Automobile Eng.*, vol. 235, no. 1, pp. 143-161, 2021.
165. K. Cho, H. Son, Y. Wang, K. Nam and S. Choi, "Vehicle side-slip angle estimation of ground vehicles based on a lateral acceleration compensation", *IEEE Access*, vol. 8, pp. 180433-180443, 2020.

ДОДАТКИ

Технічна характеристика універсальних вимірювальних каналів

№ п/п	Найменування і розмірність параметрів	Значення параметрів
1	2	3
1	Число універсальних вимірювальних каналів	5
У режимі роботи з мостовими схемами		
2	Тип датчиків: тензорезистори, опором, Ом (номінальний опір), Ом	50÷400, 200
3	Схема включення тензорезисторів	Міст, півміст, четвертьміст
4	Живлення тензомостів напругою постійного струму, В	±0,5; ±2,0
5	Струм живлення тензомостів, не більше,	мА - 10
6	Живлення тензомостів	Роздільне по кожному каналу із захистом від к.з.
7	Тип лінії зв'язку	- 3-х дротяна; кож- на жила в екрані
8	Коефіцієнт підсилення в режимі роботи з тензорезисторами	100х 1;2;4;8;16;32;64;128
9	Номінальний діапазон вимірювання розбалансу опорів тензомоста, $\Delta R / R$, при нарузі живлення $\pm 2,0$ В (відн. одиниць * 10^3)	3,12; 1,56; 0,78; 0,39
10	Режим вимірювань	Статодинаміка
11	Частотний діапазон, Гц	0-1000
12	Початкове балансування тензомоста по вхідному сигналу з точністю мкВ, не менше	±1

1	2	3
13	Діапазон початкового балансування тензомоста, приведений до номінального опору тензорезистора, %	2
14	Температурний діапазон нуля, не більше, мкВ/°C	±1
15	Часовий дрейф напруги зсуву нуля після 20 хв прогрівання, протягом 3-х год, не більше, мкВ/°C	10
16	Температурна нестабільність коефіцієнта передачі, не більше (відн. одиниць * 10 ⁶)/°C	20
17	Основна похибка каналу, %	±0,2
18	Рівень шумів (схз), приведений до входу вимірювального каналу тензомоста в смузі 0,1 Гц ... 1,5 кГц, не більше, мкВ -	1,5
У режимі роботи з схемами потенціометрів		
19	Режим нормуючого підсилювача: реохордні датчик, Гц максимальна вихідна напруга, В; коефіцієнт підсилення; частотний діапазон, Гц	500...10000 ±5 1,2,4,8,16,32,64 0-20000
20	Живлення датчиків напругою постійного струму, В Струм живлення датчиків, не більше, мА	±2,0; ±5,0 10
21	Діапазон компенсації зсуву нуля, мВ	±5
22	Температурний дрейф нуля, не більше, мкВ/°C	±10
Можливості фільтрації		
23	частоти зрізу ФНЧ, Гц -	4; 8; 16; 20; 32; 40; 64; 80; 128
24	гасання, дБ/окт	18
25	Нерівномірність АЧХ ФНЧ в смузі пропускання,	2

	%, не більше	
--	--------------	--

Технічні характеристики вібровимірювальних каналів

№ п/п	Найменування і розмірність параметрів	Значення параметрів
1	Кількість каналів	2
2	Тип датчиків:	П'єзоелектричні акселерометри ДН-3-М1, ДН-4-М1 (або аналогічні)
3	Чутливість датчиків, мВс ² /м ДН-4-М1 ДН-3-М1	1 10,2
4	Діапазон частот, Гц з датчиком ДН-3-М1 з датчиком ДН-4-М1	0,1...4800 0,1...12500

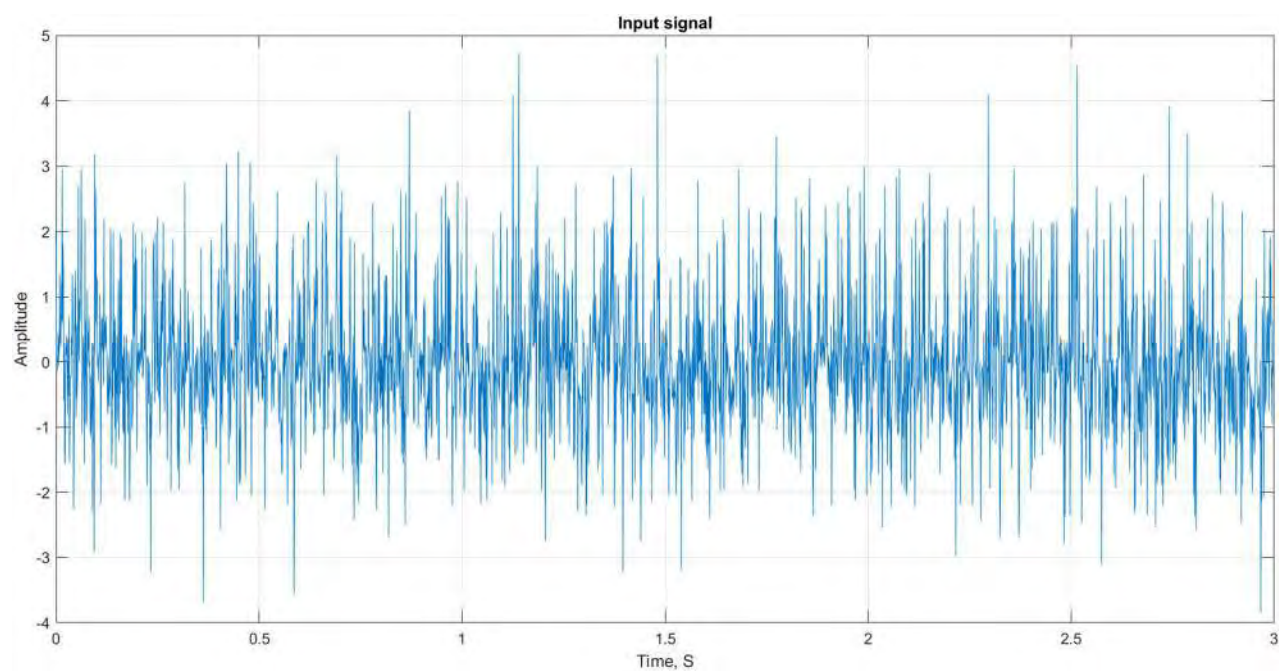
Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$У_{сер.}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	У	У	У	$У_{сер.}$
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	У	У	У	$У_{сер.}$
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	У	У	У	$У_{сер.}$
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	У	У	У	$У_{сер.}$
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	У	У	У	$У_{сер.}$
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	У	У	У	$У_{сер.}$
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	У	У	У	$У_{сер.}$
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	У	У	У	$У_{сер.}$
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	У	У	У	$У_{сер.}$
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	У	У	У	$У_{сер.}$
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	У	У	У	$У_{сер.}$
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	У	У	У	$У_{сер.}$
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	У	У	У	$У_{сер.}$

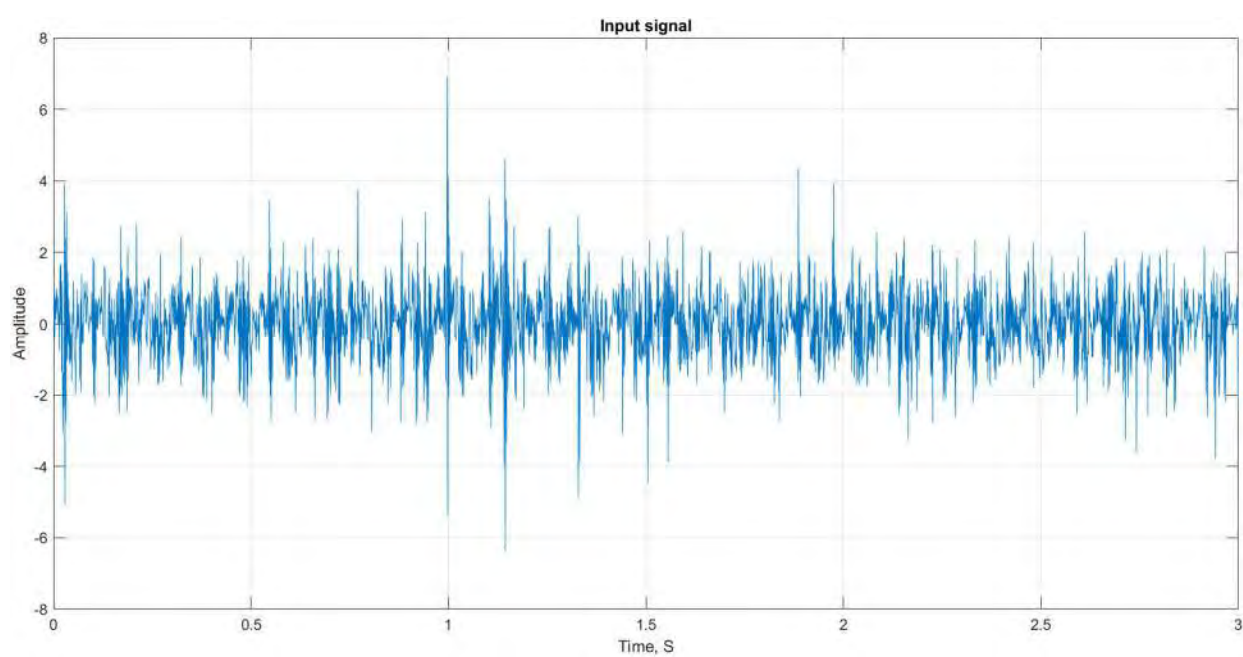
Результати експериментальних досліджень навантаження амортизаційної стійки активного типу

		10 Hz, 1.0 atm		20 Hz, 1.5 atm		30Hz 2,0 atm		40Hz 2,5 atm	
		channel6	channel7	channel6	channel7	channel6	channel7	channel6	channel7
Most prominent peaks [Frequency, Amplitude]	f1	[89.67 183.40]	[22.00 393.16]	[21.33 168.86]	[9.00 441.94]	[38.33 278.35]	[89.33 698.00]	[46.33 352.16]	[14.00 400.13]
	f2	[98.00 181.57]	[4.33 377.20]	[49.67 161.52]	[98.67 334.45]	[127.67 231.44]	[12.67 681.48]	[45.67 332.57]	[353.67 246.42]
	f3	[45.67 154.46]	[35.33 346.71]	[98.67 160.21]	[27.00 277.18]	[166.00 188.78]	[127.67 547.66]	[47.00 255.54]	[28.33 236.46]
	f4	[35.00 148.78]	[31.00 332.94]	[5.33 149.07]	[18.00 265.45]	[8.67 152.77]	[115.00 455.89]	[28.33 247.32]	[338.33 194.35]
	f5	[50.00 145.63]	[9.00 271.12]	[104.33 146.23]	[349.67 263.26]	[88.67 150.46]	[51.00 293.33]	[159.67 242.69]	[99.00 176.03]
Coefficients (with 95% confidence bounds)	a0	0.0002957 (-0.03528, 0.03587)	-0.003516 (-0.03685, 0.02982)	0.0002837 (-0.03522, 0.03579)	2.239e-06 (-0.03412, 0.03412)	-4.076e-05 (-0.03516, 0.03508)	4.416e-05 (-0.03375, 0.03384)	-0.0001873 (-0.03544, 0.03506)	6.365e-06 (-0.03495, 0.03496)
	a1	0.01924 (-0.03111, 0.06959)	0.2241 (0.1764, 0.2718)	0.08165 (0.03143, 0.1319)	0.2707 (0.2215, 0.3199)	-0.0362 (-0.08595, 0.01356)	-0.2975 (-0.3712, -0.2239)	0.2435 (0.1937, 0.2934)	0.06825 (0.003855, 0.1326)
	b1	-0.00692 (-0.05725, 0.04341)	-0.157 (-0.2052, -0.1089)	-0.01216 (-0.06326, 0.03895)	-0.1197 (-0.1719, -0.06743)	-0.0185 (-0.06831, 0.03131)	-0.3604 (-0.4269, -0.2938)	0.001561 (-0.07196, 0.07508)	0.2569 (0.2062, 0.3076)
	a2	0.03073 (-0.01976, 0.08121)	0.1045 (0.05308, 0.156)	-0.05472 (-0.1053, -0.004102)	-0.08131 (-0.1355, -0.02717)	-0.04618 (-0.09767, 0.005316)	0.02085 (-0.02704, 0.06873)	0.003764 (-0.04608, 0.05361)	-0.1324 (-0.1879, -0.07688)
	b2	-0.01834 (-0.06918, 0.0325)	0.2371 (0.189, 0.2852)	0.02559 (-0.0264, 0.07758)	0.1649 (0.115, 0.2148)	0.06365 (0.0129, 0.1144)	0.009607 (-0.03862, 0.05783)	-0.001092 (-0.05098, 0.04879)	-0.07789 (-0.1431, -0.01268)
	a3	-0.05469 (-0.1117, 0.002316)	-0.0004867 (-0.04928, 0.04831)	0.05545 (0.003424, 0.1075)	0.002528 (-0.06366, 0.06871)	-0.1155 (-0.1851, -0.04598)	-0.02309 (-0.07483, 0.02865)	-0.05131 (-0.1169, 0.01428)	0.004898 (-0.04506, 0.05486)
	b3	-0.07799 (-0.1317, -0.02425)	0.09002 (0.0429, 0.1371)	0.0385 (-0.01534, 0.09234)	0.2005 (0.1523, 0.2488)	-0.1457 (-0.2087, -0.08274)	0.04247 (-0.006528, 0.09148)	0.06407 (0.003613, 0.1245)	-0.01584 (-0.06532, 0.03365)
	a4	0.05908 (0.008446, 0.1097)	0.04055 (-0.01189, 0.09298)	0.03928 (-0.01976, 0.09832)	-0.002941 (-0.05708, 0.0512)	-0.04151 (-0.09561, 0.01259)	-0.04139 (-0.09222, 0.00944)	0.002392 (-0.04843, 0.05322)	0.02226 (-0.03014, 0.07466)
	b4	0.01293 (-0.04418, 0.07005)	0.1296 (0.08201, 0.1772)	0.06776 (0.01459, 0.1209)	0.08305 (0.03478, 0.1313)	0.04885 (-0.004314, 0.102)	-0.02786 (-0.08216, 0.02643)	-0.01115 (-0.06105, 0.03875)	0.0266 (-0.0248, 0.078)
	a5	-0.1308 (-0.1819, -0.07983)	-0.2829 (-0.3383, -0.2276)	0.05438 (-0.02916, 0.1379)	-0.1081 (-0.1683, -0.04789)	-0.08557 (-0.1369, -0.03422)	-0.003729 (-0.05183, 0.04437)	-0.02202 (-0.07963, 0.03559)	0.0157 (-0.05295, 0.08436)
	b5	0.01485 (-0.0754, 0.1051)	0.1295 (0.0507, 0.2083)	0.1143 (0.05463, 0.174)	-0.09473 (-0.1576, -0.03182)	-0.02381 (-0.09265, 0.04502)	-0.007047 (-0.05493, 0.04084)	0.02599 (-0.02953, 0.08152)	0.05895 (0.007863, 0.11)
	w	112.8 (112.7, 112.9)	27.78 (27.75, 27.81)	26.71 (26.63, 26.79)	56.4 (56.35, 56.45)	80.26 (80.18, 80.33)	561.4 (561.3, 561.5)	291.4 (291.2, 291.5)	87.99 (87.88, 88.09)
goodness-of-fit model params	sse	2951.276954	2588.078899	2935.356104	2714.102773	2875.9296	2663.127549	2897.323267	2848.563685
	rsquare	0.015876808	0.135464561	0.018658141	0.094893276	0.02758774	0.11194364	0.033711847	0.049747535
	dfe	2988	2988	2988	2988	2988	2988	2988	2988
	adjrsquare	0.012253864	0.132281867	0.015045437	0.091561223	0.024007909	0.108674356	0.030154562	0.046249283
	rmse	0.993835914	0.930675882	0.991151634	0.953065717	0.981067364	0.944073239	0.984709619	0.976388533
Fundamental frequency	F	17.95	4.42	4.25	8.98	12.77	89.35	46.37	14

Case 20Hz 1,5 atm

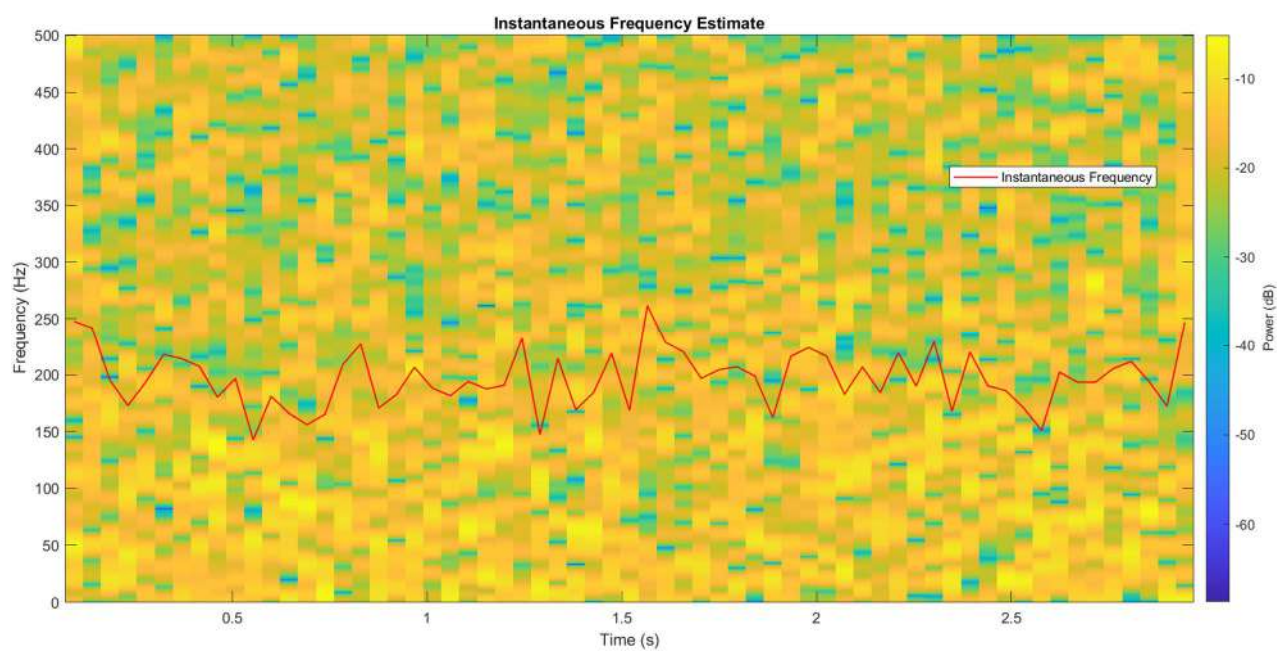


a)

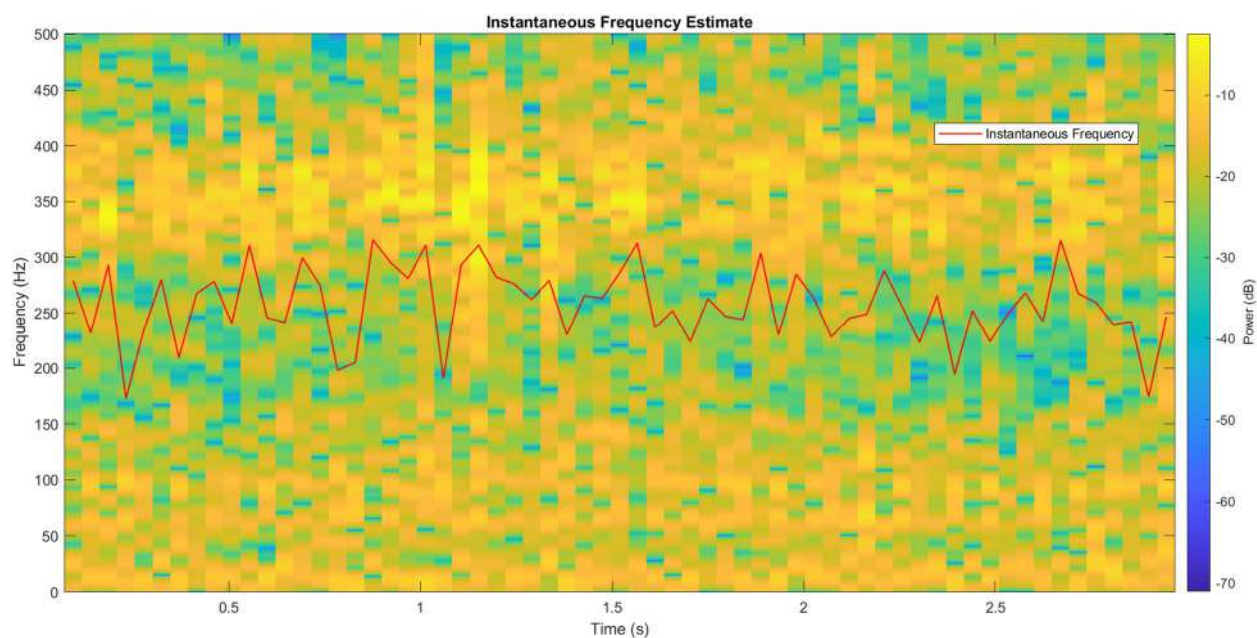


б)

Рисунок В1 - Графік сигналу без тренду та нормалізованого для «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (20Hz 1,5 atm)

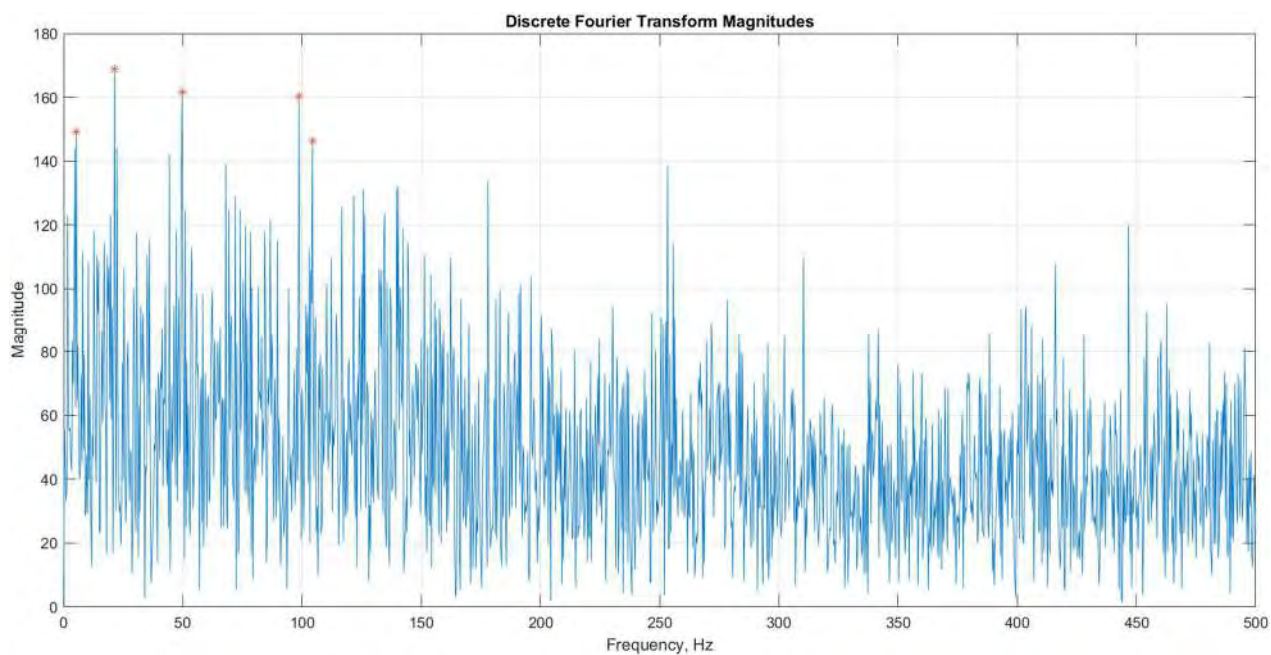


a)

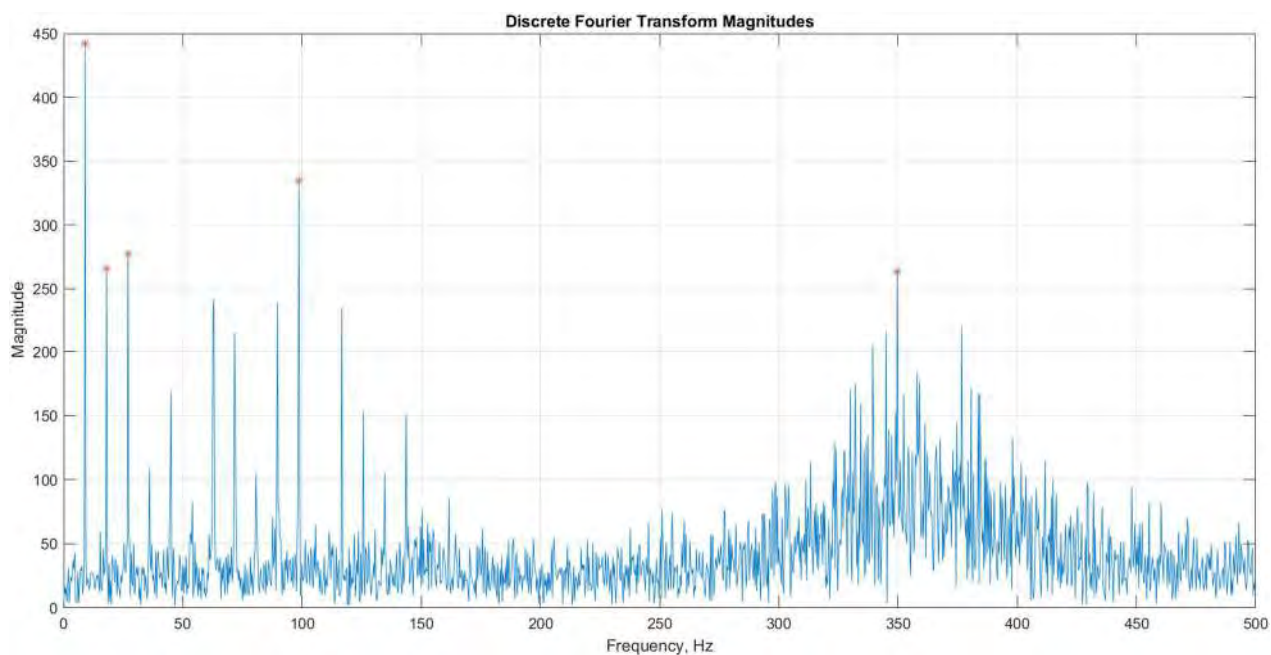


б)

Рисунок В2 - Спектрограма потужності та оцінка миттєвої частоти сигналу
«каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (20Hz 1,5 atm)

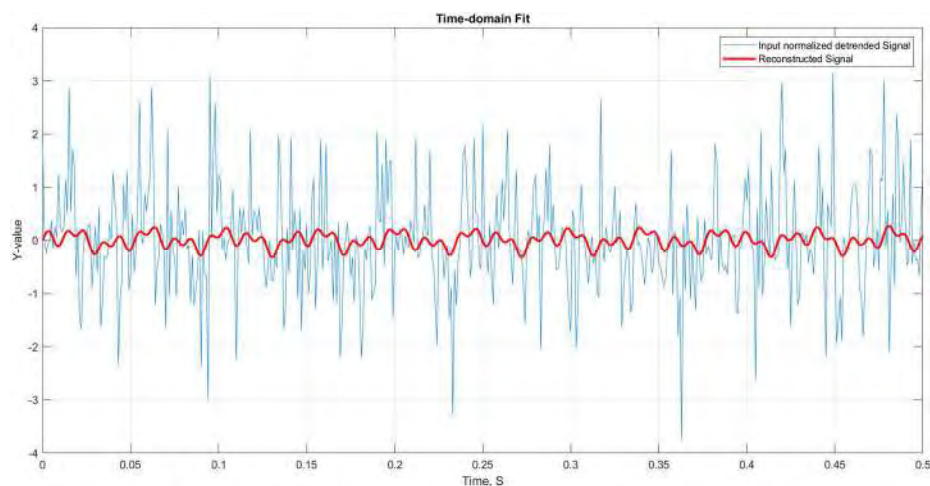


a)

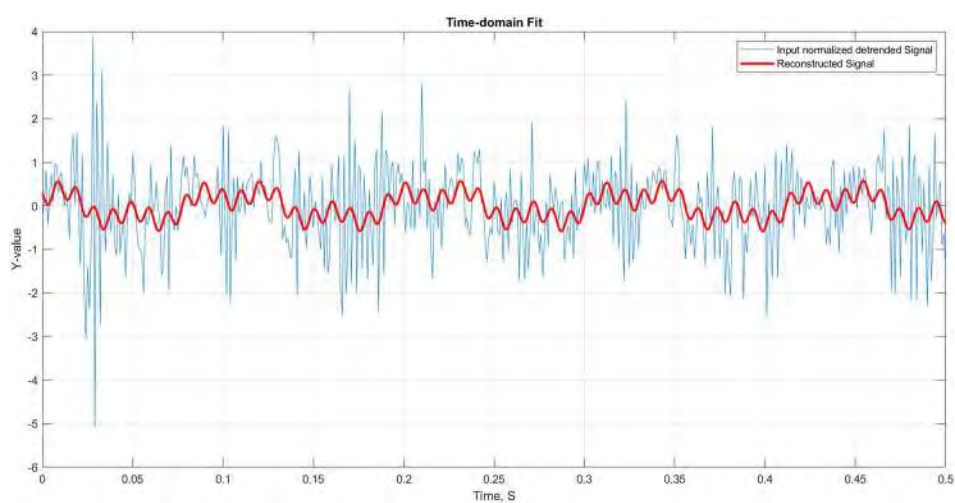


б)

Рисунок В3: Графік модулів дискретного перетворення Фур'є сигналу «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (20Hz 1,5 atm)



а)



б)

Рисунок В4 - Наближення сигналу у часовій області за 5 найбільш значущими гармоніками для «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (20Hz 1,5 atm)

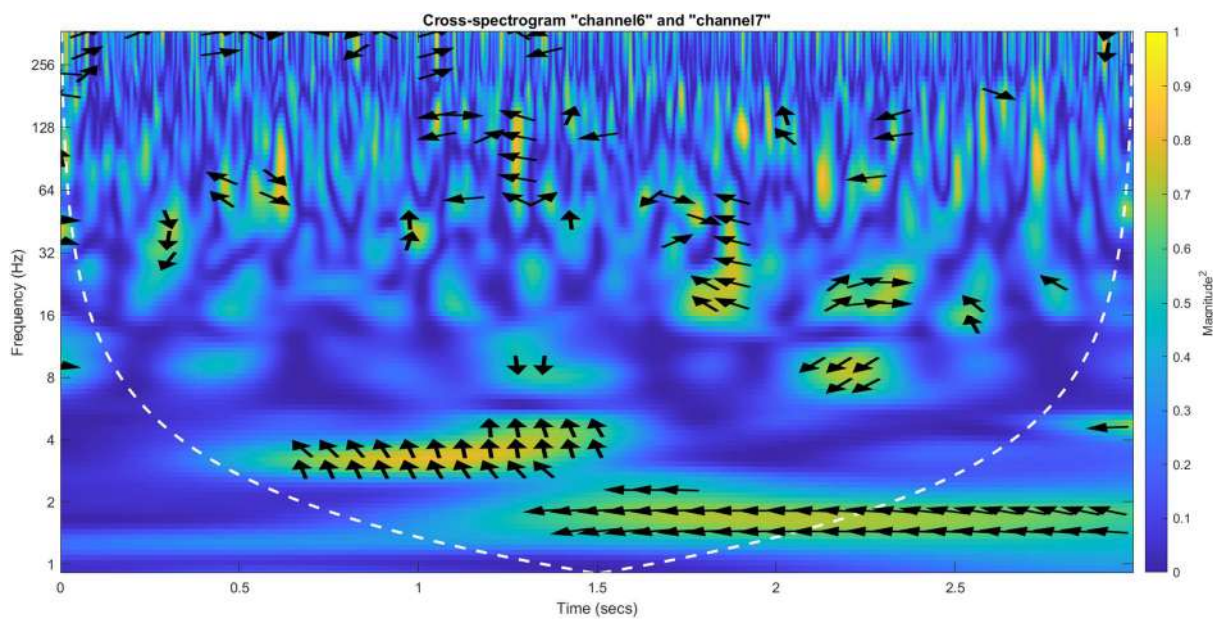
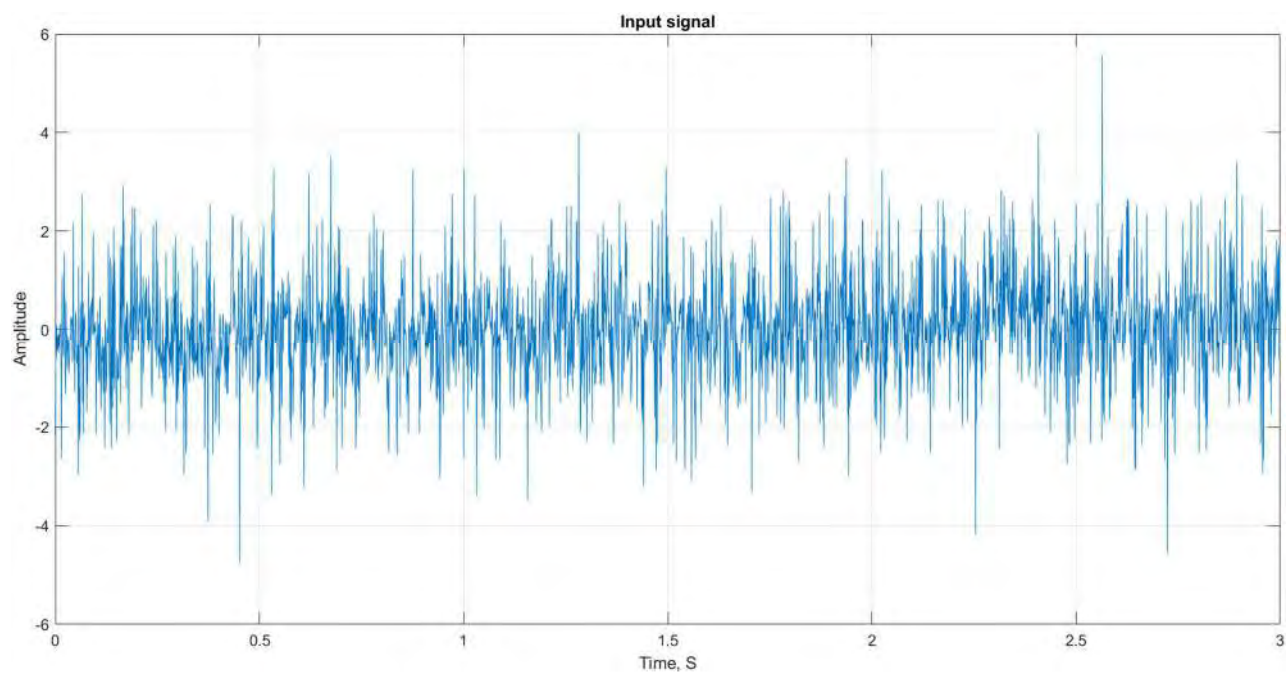
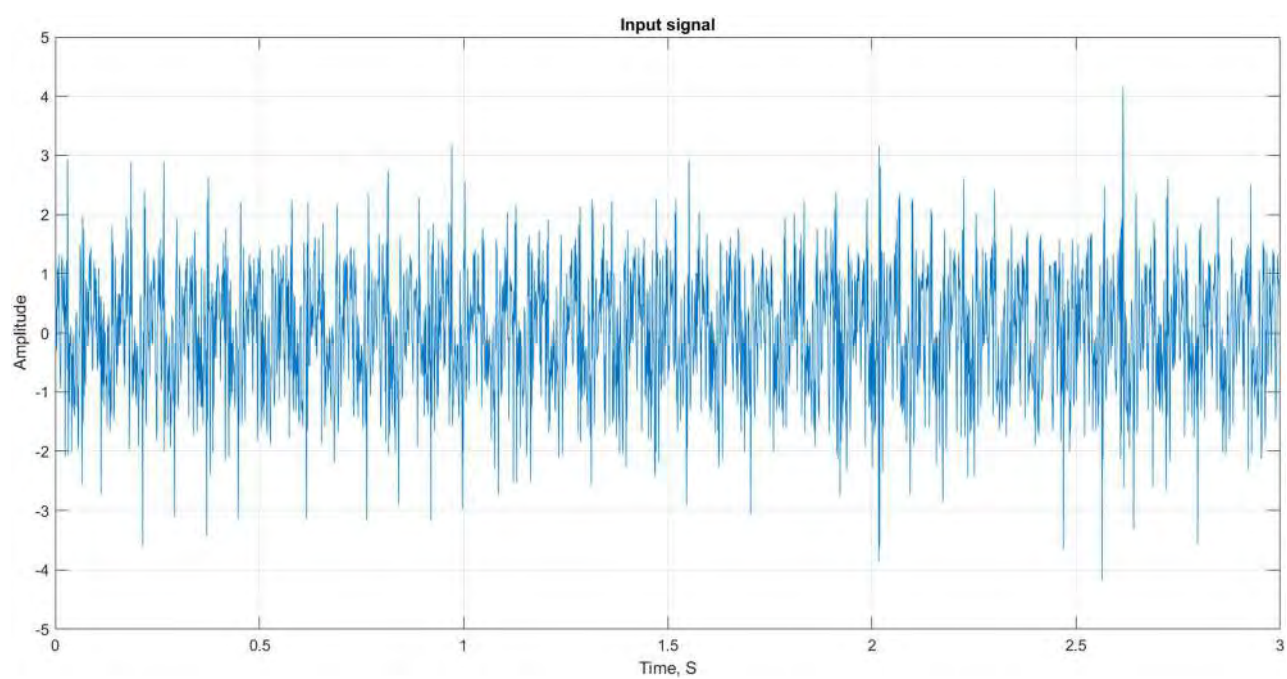


Рисунок В5 - Крос-спектрограма «каналу 6» і «каналу 7» (20Hz 1,5 atm)

Case 30Hz 2,0 atm

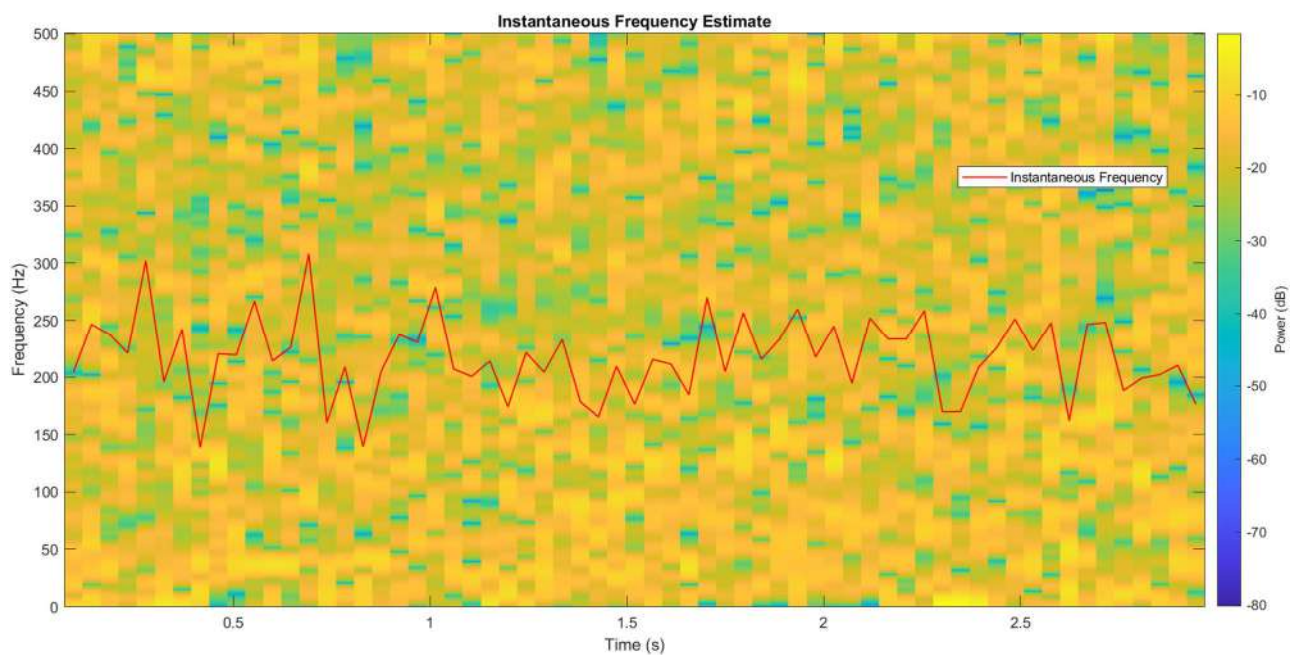


a)

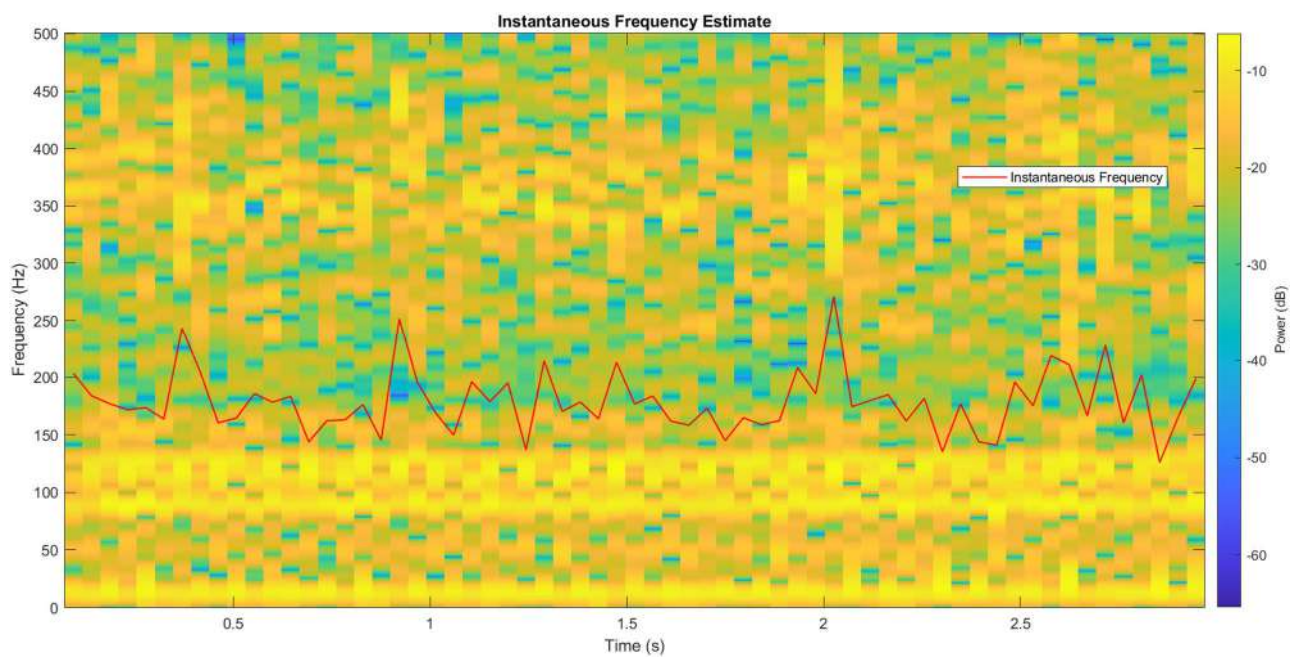


б)

Рисунок В6 - Графік сигналу без тренду та нормалізованого для «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (30Hz 2,0 atm)

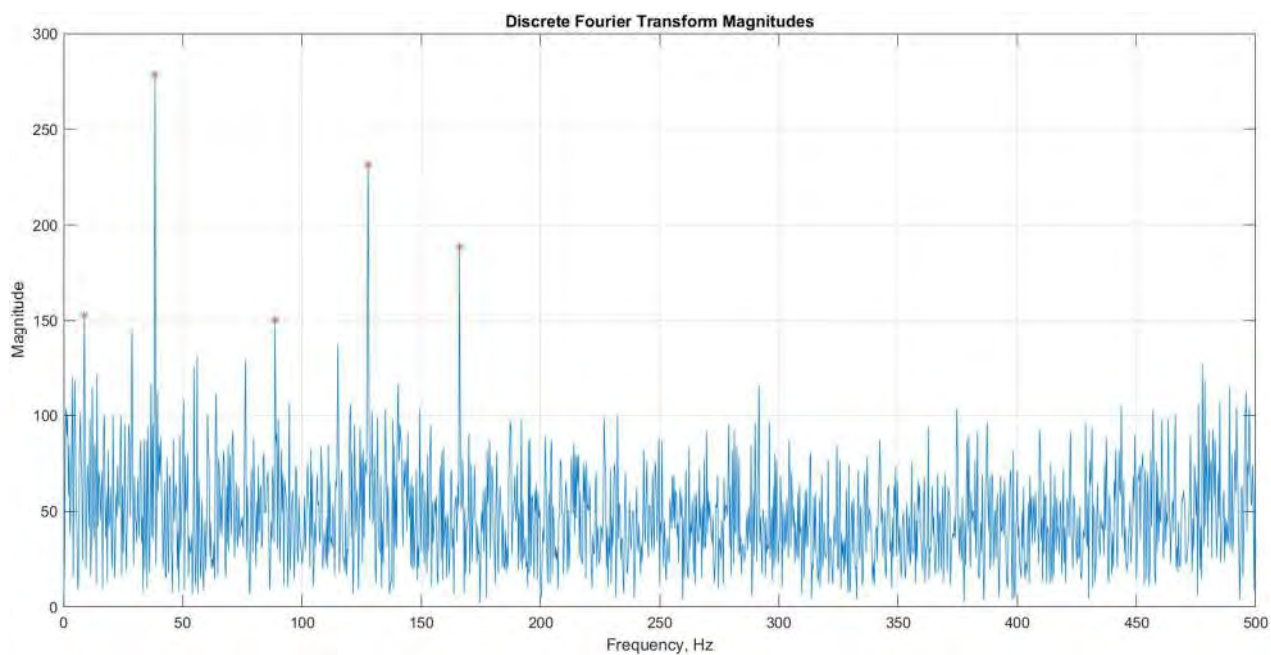


a)

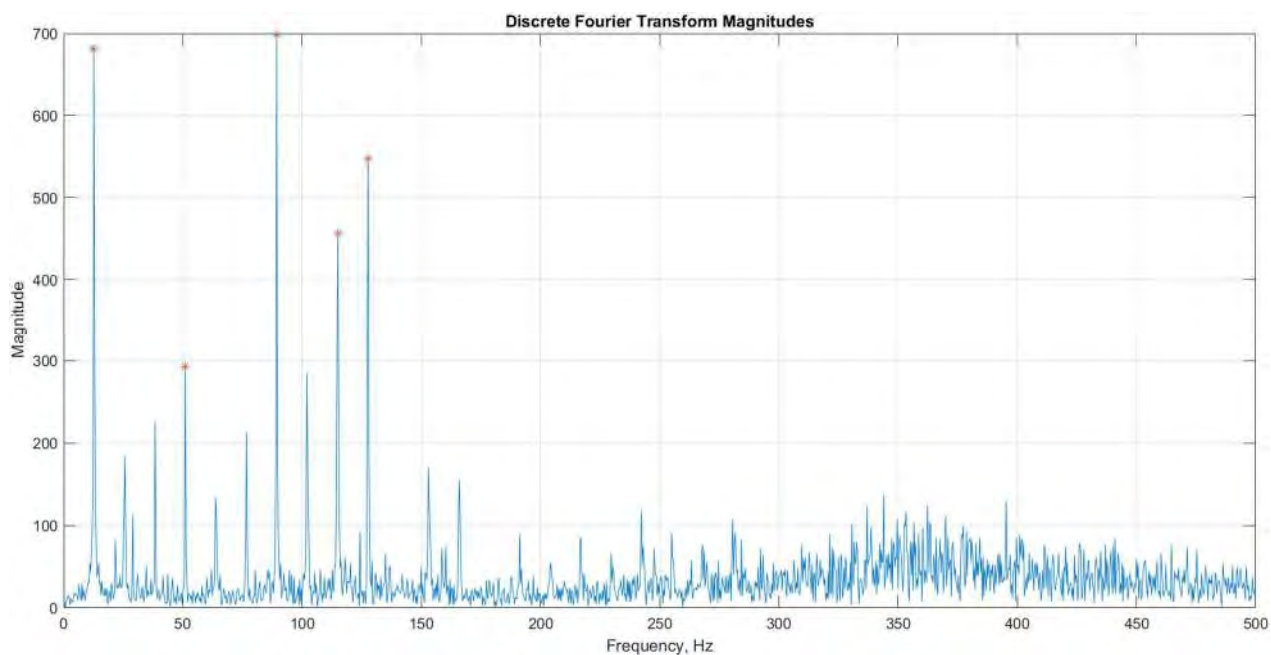


б)

Рисунок В7 - Спектрограма потужності та оцінка миттєвої частоти сигналу
«каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (30Hz 2,0 atm)

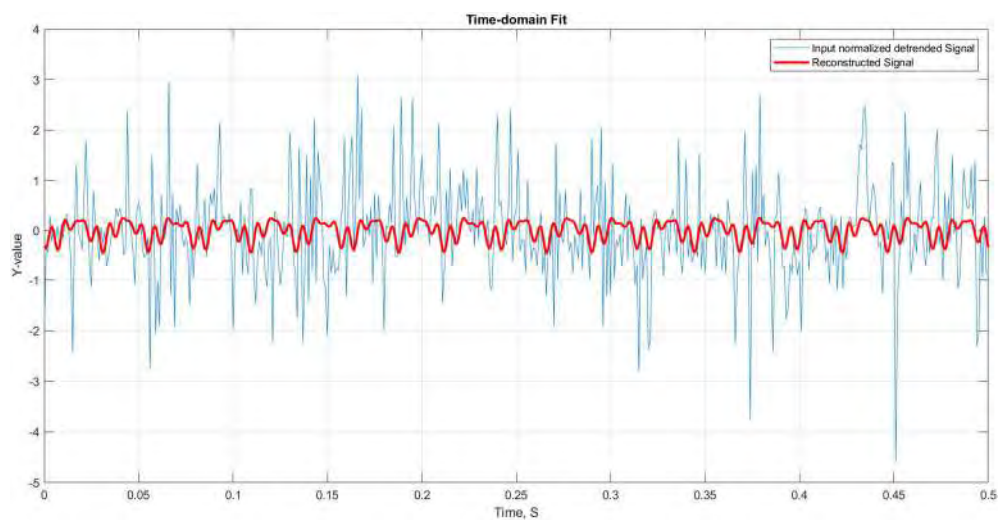


а)

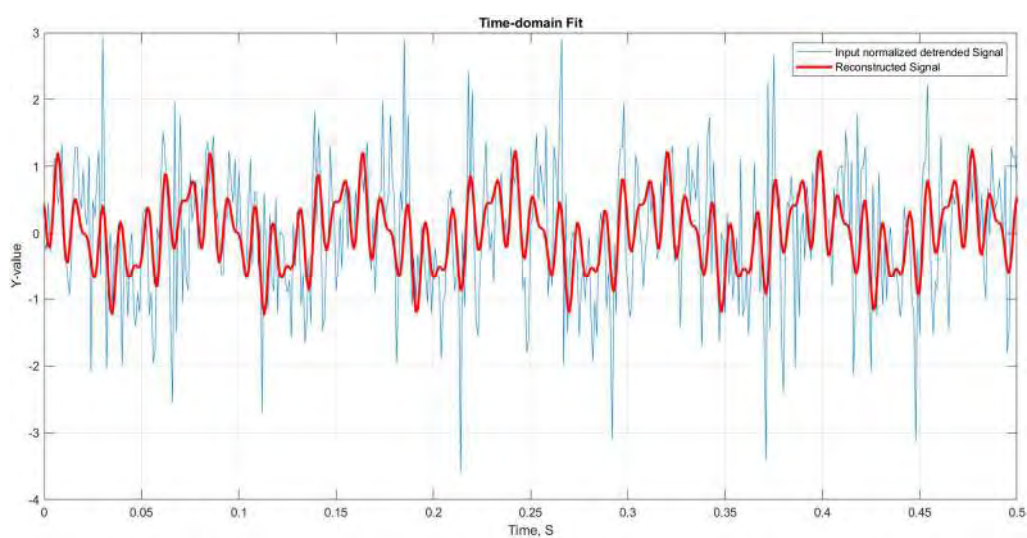


б)

Рисунок В8 - Графік модулів дискретного перетворення Фур'є сигналу «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (30Hz 2,0 atm)



а)



б)

Рисунок В9 - Наближення сигналу у часовій області за 5 найбільш значущими гармоніками для «каналу 6» (а) і «каналу 7» (б) (30Hz 2,0 atm)

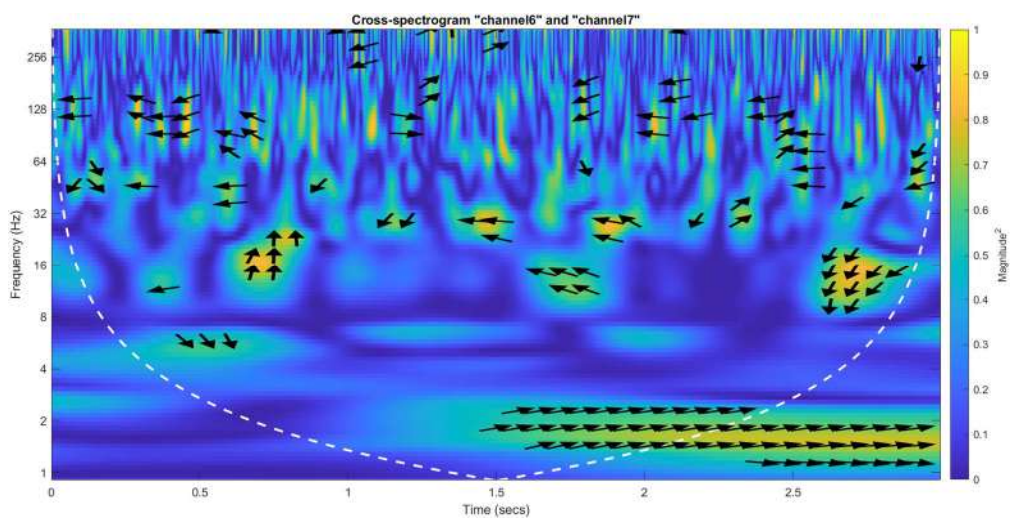
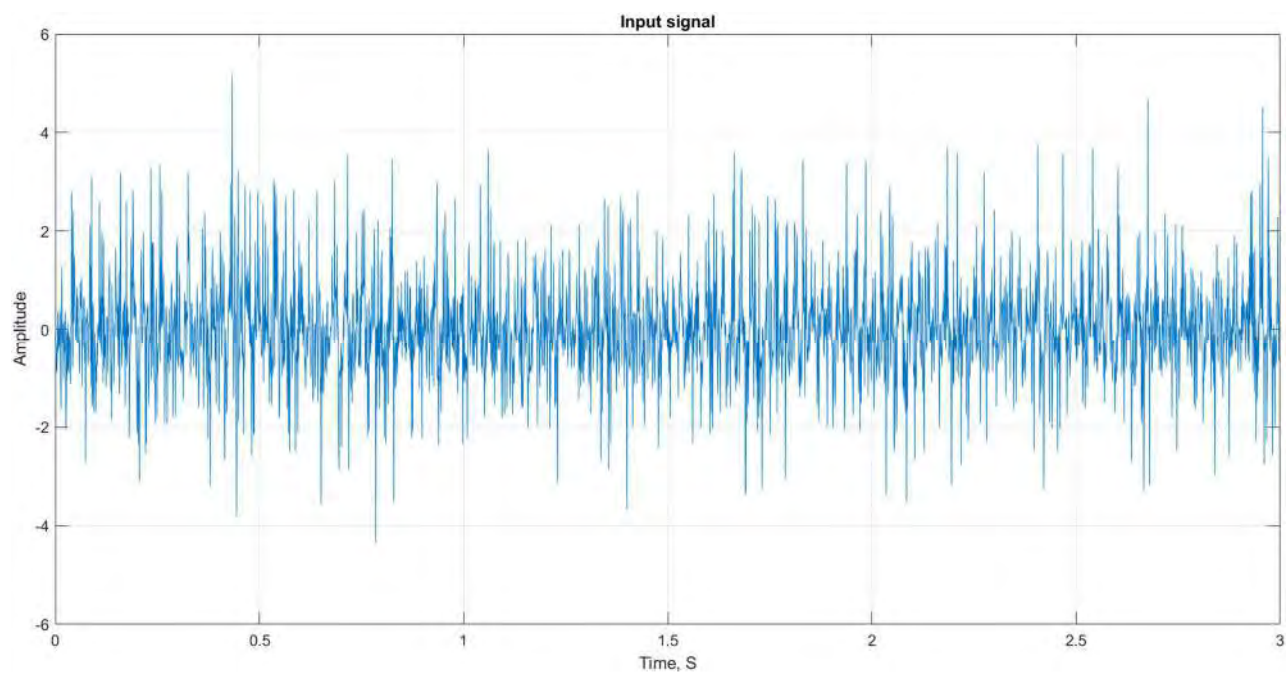
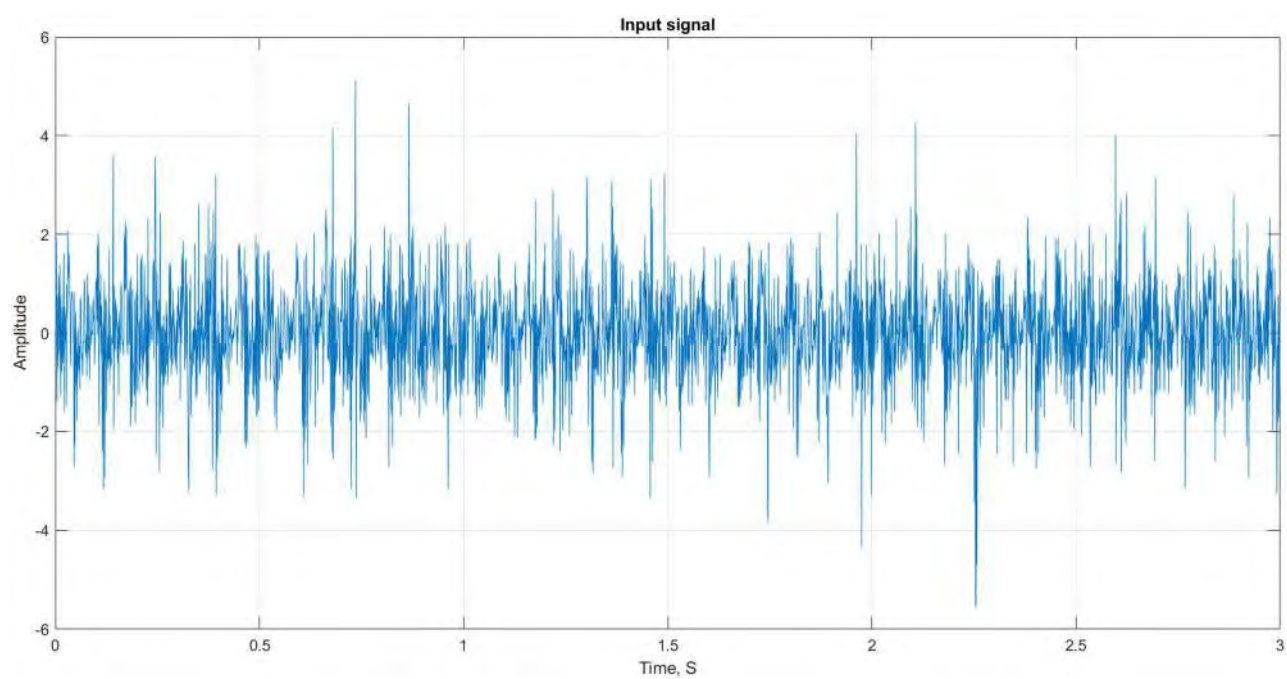


Рисунок В10 - Крос-спектрограма «каналу 6» і «каналу 7» (30Hz 2,0 atm)

Case 40Hz 2,5 atm

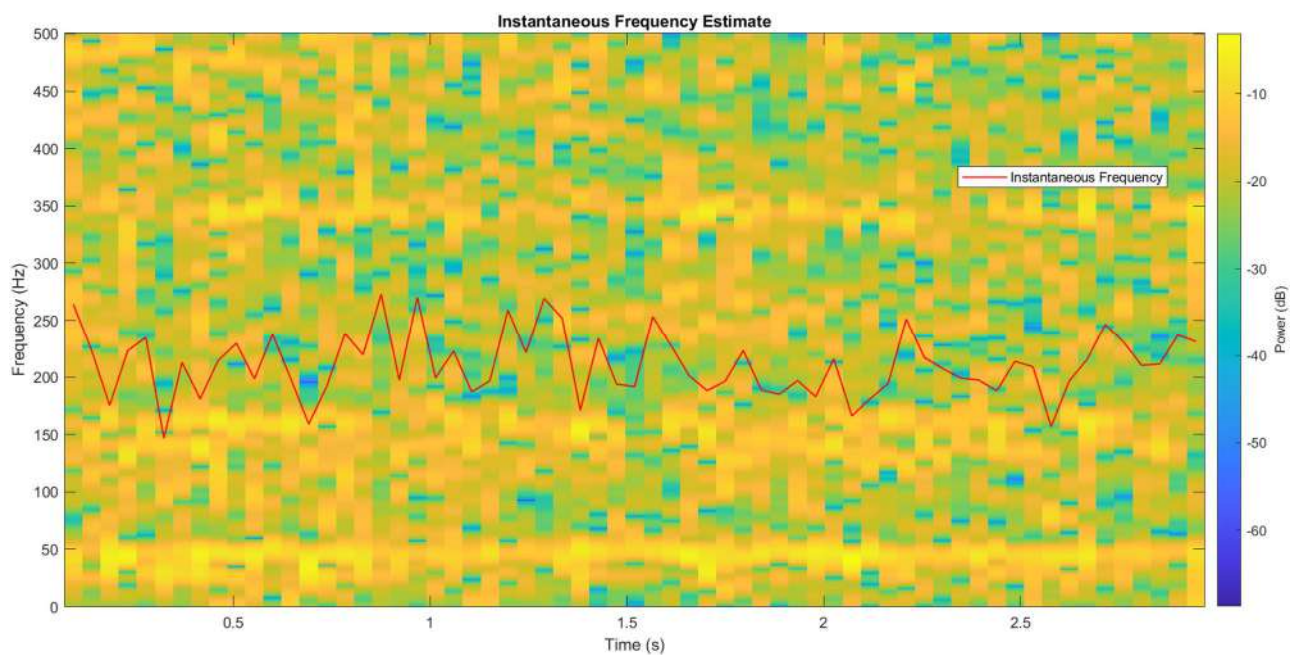


a)

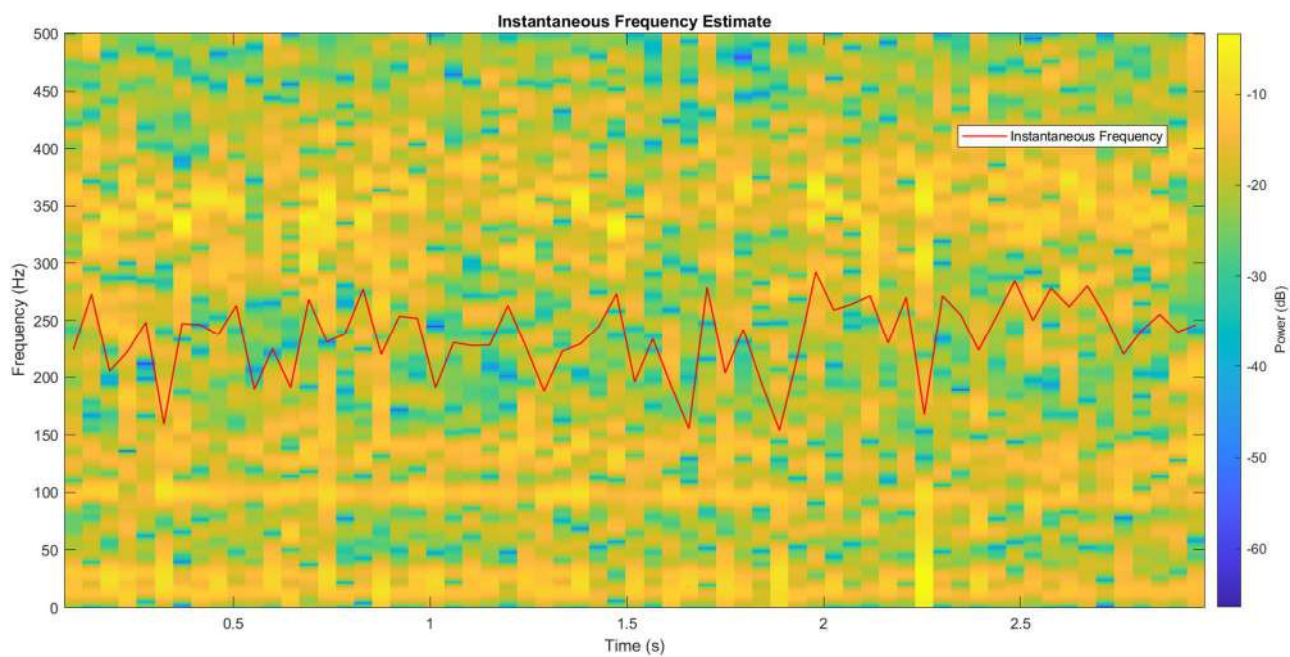


б)

Рисунок В11 - Графік сигналу без тренду та нормалізованого для «каналу 6» (а)
і «каналу 7» (б) (40Hz 2,5 atm)

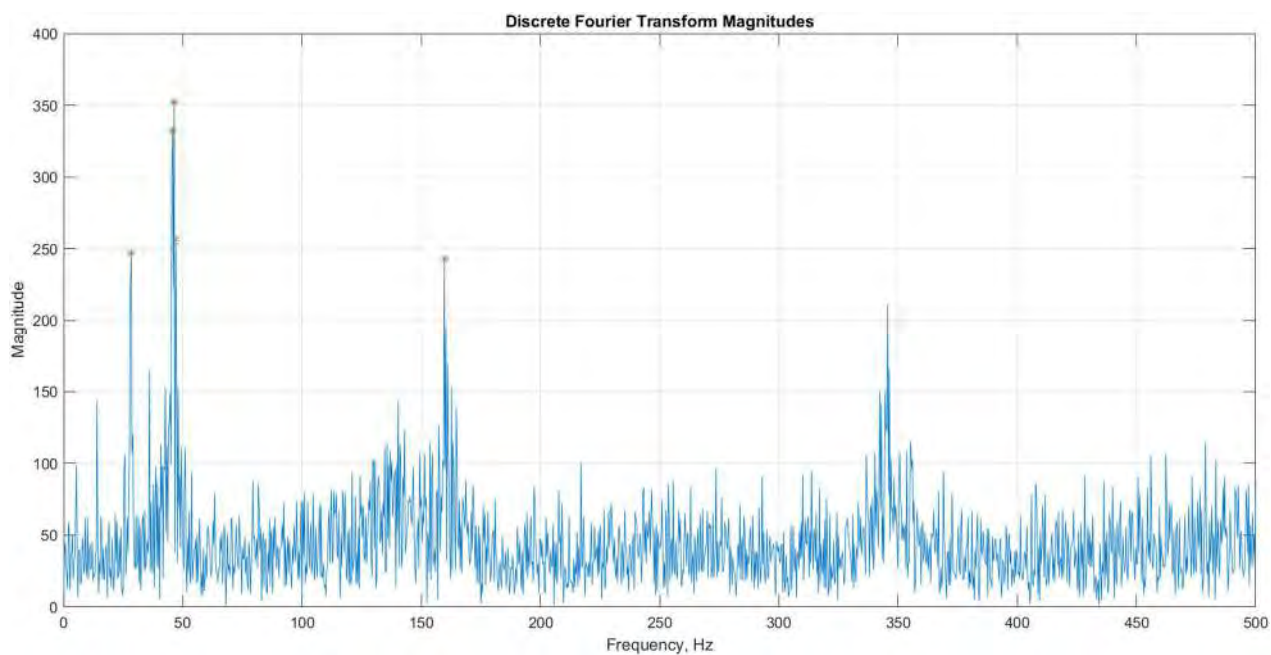


a)

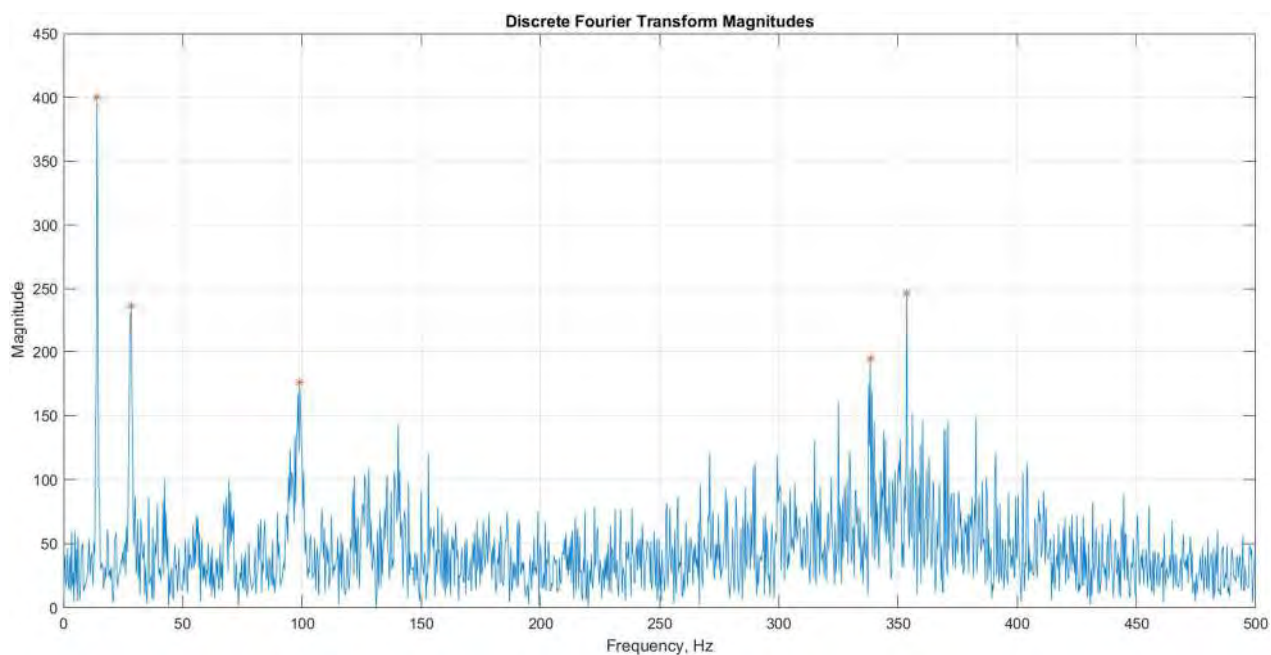


б)

Рисунок В12 - Спектрограма потужності та оцінка миттєвої частоти сигналу "channel6" (a) та "channel7" (б) (40Hz 2,5 atm)

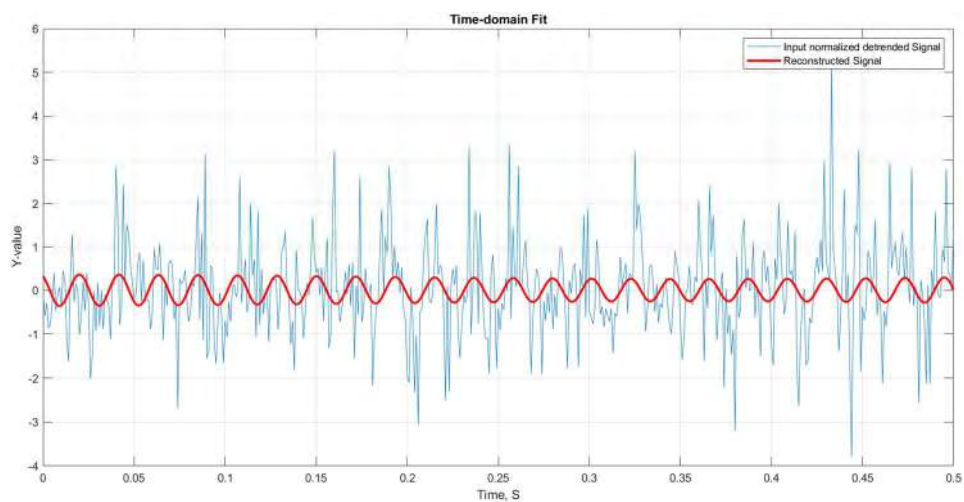


a)

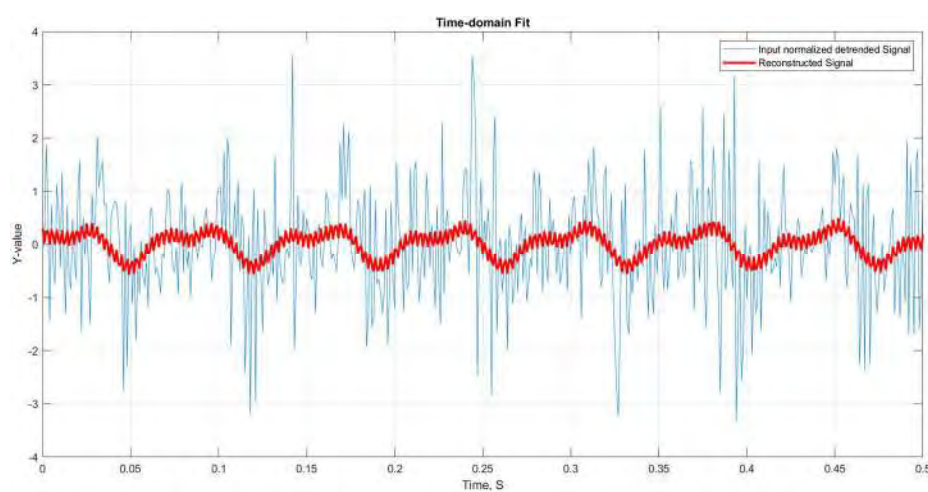


б)

Рисунок В13: Графік амплітуд дискретного перетворення Фур'є сигналу "channel6" (а) та "channel7" (б) (40Hz 2,5 atm)



a)



б)

Рисунок В14 - Підгонка за часовою областю п'яти найбільш значущих гармонік сигналу "channel6" (а) та "channel7" (б) (40Hz 2,5 atm)

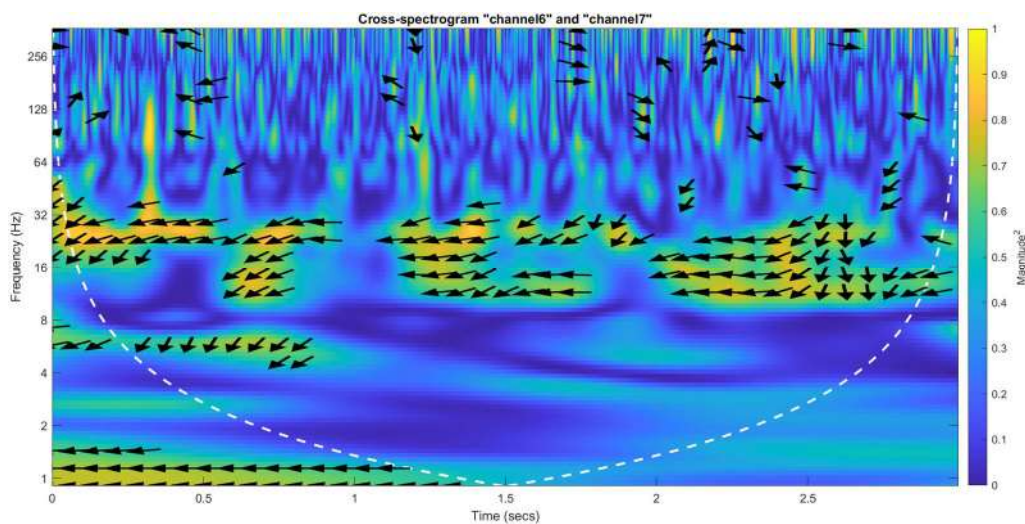


Рисунок В15 - Крос-спектрограма сигналів "channel6" та "channel7" (40Hz 2,5 atm)

Перевірка значимості факторів експерименту

Для перевірки значимості факторів експерименту використали метод штучних нейронних мереж із визначенням функціональних залежностей $y1 = f(x_1, x_2, x_3)$, $y2 = f(x_1, x_2, x_3)$, $y3 = f(x_1, x_2, x_3)$ базувалася на загальній методології data science. Зокрема, input data set був розділений випадковим чином на train sample and test sample у відношенні 75% та 25%. Для встановлення регресійних залежностей використовувався алгоритм extremely randomized trees яка обчислюється за формулою (MAPE),:

$$MAPE_y = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \left| \frac{y_{true}^{test}(i) - y_{predict.}^{test}(i)}{y_{true}^{test}(i)} \right|, \quad (D1)$$

де N - об'єм випробувального зразка, $y_{true}^{test}(i)$ - істинне значення цільової змінної на випробувальній вибірці, $y_{predict.}^{test}(i)$ - прогнозоване значення цільової змінної на випробувальній вибірці.

На основі експериментальних досліджень вибрали параметри, які характеризують роботу алгоритму і зведені у таблицю 4.4 розділ4.

Кількісні результати, що характеризують роботу алгоритму гранично рандомізованих дерев прогнозування цільових змінних, представлені в таблицях Д1– Д3.

Таблиця Д1. Параметри експериментальних досліджень і найбільш впливових факторів

Index	x_1	x_2	x_3	$y1$	$y2$	$y3$
1	2	3	4	5	7	8
0	10	1.632	1.5	0.098	2.71	0.11
1	12	1.645	1.5	0.113	3.2	0.12
2	15	1.723	1.5	0.125	3.8	0.16

Закінчення таблиці Д1

1	2	3	4	5	7	8
3	17	1.835	1.5	0.186	4.4	0.17
4	23	1.849	1.5	0.250	4.79	0.18
5	25	1.878	1.5	0.375	5	0.21
6	27	1.945	1.5	0.500	5.8	0.28
7	30	2.039	1.5	0.555	6.75	0.31
8	10	1.632	2	0.560	3.22	0.21
9	12	1.645	2	0.590	3.53	0.31
10	15	1.723	2	0.625	3.3	0.19
11	17	1.835	2	0.677	3.2	0.18
12	23	1.849	2	0.724	2.61	0.15
13	25	1.878	2	0.750	7.4	0.42
14	27	1.945	2	0.840	10.9	0.53
15	30	2.039	2	0.842	11.53	0.68
16	10	1.632	2.5	0.939	5.79	0.17
17	12	1.645	2.5	0.970	6.6	0.21
18	15	1.723	2.5	1.240	7.3	0.32
19	17	1.835	2.5	1.250	7.4	0.39
20	23	1.849	2.5	1.347	9.47	0.41
21	25	1.878	2.5	1.382	12.3	0.62
22	27	1.945	2.5	1.682	14.1	0.84
23	30	2.039	2.5	1.844	17.2	1

Таблиця Д2 - Параметри, які характеризують роботу алгоритму факторах $y1_{true}^{test}(i)$
and $y1_{predic.}^{test}(i)$

Index	$y1_{true}^{test}(i)$	$y1_{predic.}^{test}(i)$
1	2	3
21	1.382	1.182
1	2	3
1	0.098	0.078
6	0.500	0.400
17	0.970	0.830
20	1.347	1.147
18	1.240	0.940
	$MAPE_{y1} \approx 2,1\%$	

Таблиця Д3 - Параметри, які характеризують роботу алгоритму факторах $y2_{true}^{test}(i)$
and $y2_{predic.}^{test}(i)$

Index	$y2_{true}^{test}(i)$	$y2_{predic.}^{test}(i)$
15	11.53	9.83
2	3.8	3.44
21	12.3	11
9	3.53	4.22
10	5.3	5.21
12	3.3	4.88
	$MAPE_{y2} \approx 9\%$	

Крім того, вплив факторів x_1 , x_2 , x_3 на цільові змінні y_1 , y_2 , y_3 було визначено кількісно на основі критерію Фішера, який показаний на рис. Д1-Д3.

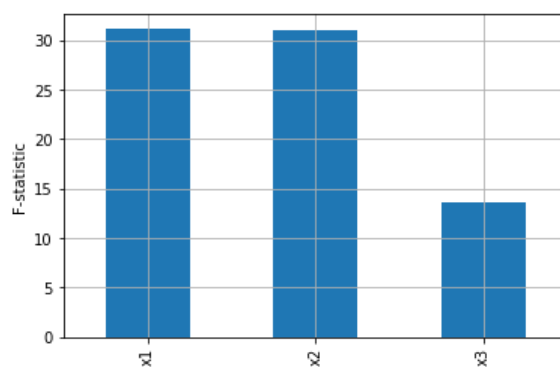


Рисунок Д1 - Вплив факторів x_1 , x_2 , x_3 на target variable y_1

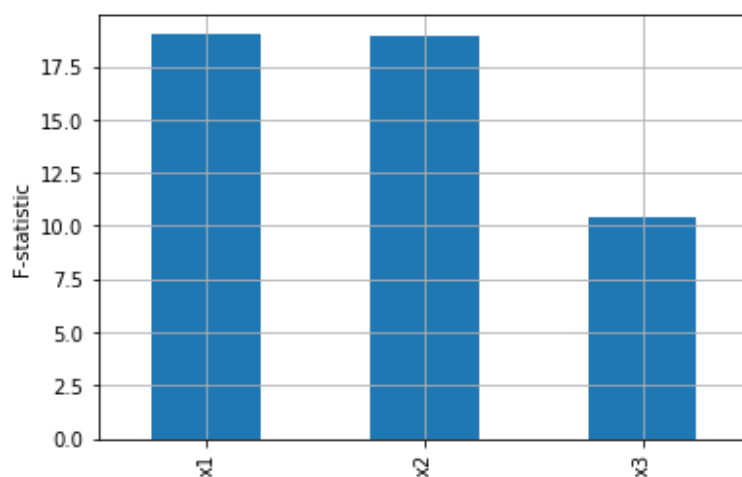


Рисунок Д2- Вплив факторів x_1 , x_2 , x_3 на target variable y_2

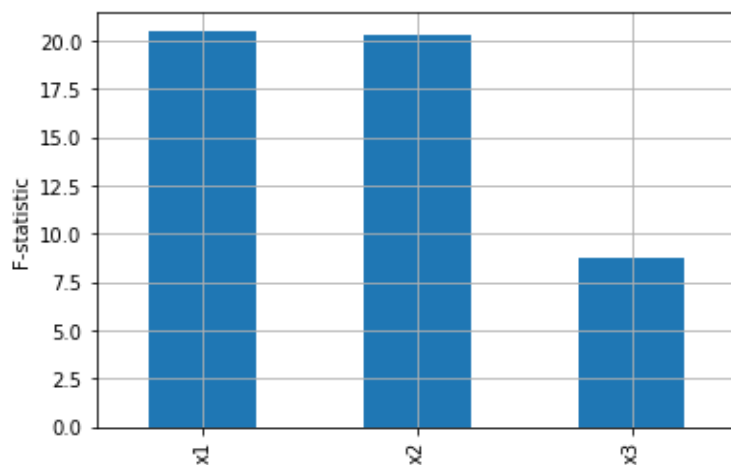


Рисунок Д3 - Вплив факторів x_1 , x_2 , x_3 на target variable y_3

З наведених рис. Д1-Д3 слідує, що із збільшенням декременту затухання в шинах зменшуються вібрації автомобіля з удосконаленою системою підвіски відповідно в межах 10% при русі з перешкодами.

Обробка експериментальних даних віброприскорення адаптивної підвіски

Для обробки отриманих експериментальних даних використовували спеціалізоване програмне забезпечення для обробки великої кількості даних nCode GlyphWorks [153-154] показано на рис. Є1.

У процесі проведення експерименту змінними параметрами як частота обертання валу електродвигуна (приводного барабану), тиск у камері регульованої пневматичної амортизаційної стійки та висота накладки на приводному барабані (імітація наїзду колеса на перешкоду чи попадання у вибоїну) в діапазоні зміни частоти обертання валу електродвигуна склав 10-40Гц, що відповідало швидкості руху колеса 4,1 - 16,67 м/с.

Тиск у пневматичній камері амортизаційної стійки активного типу змінювали у діапазоні 0,1 – 0,25 МПа для кожного із значень частоти обертання валу електродвигуна приводного барабана.

Досліджуваним параметром була величина віброприскорення на регульованій стійці транспортного засобу (канал 7) та на рамі кріплення стійки (канал 6).

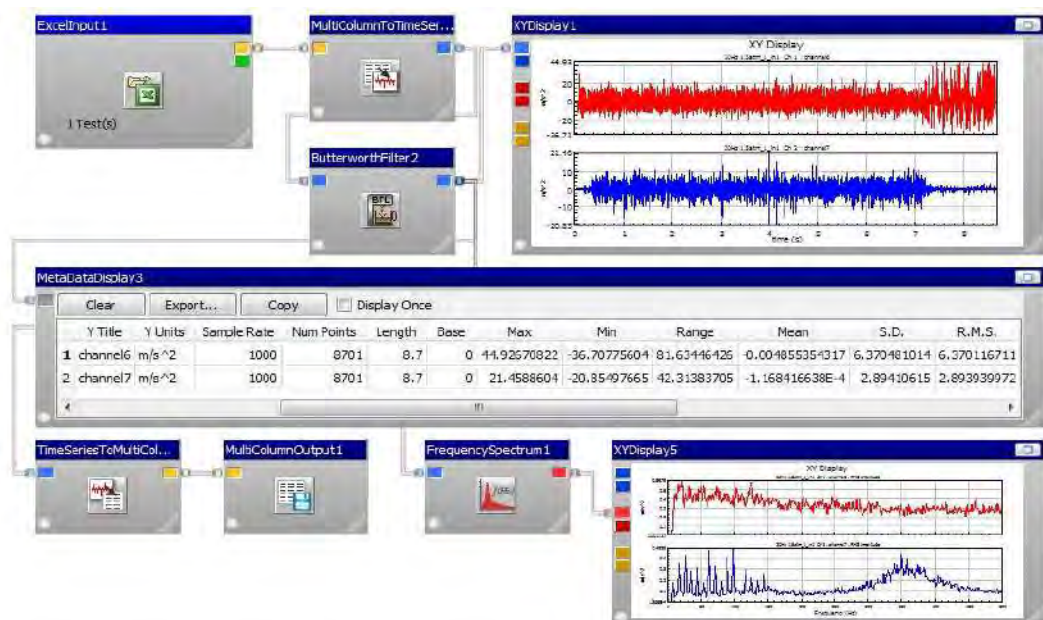


Рисунок Є1 - Загальний вигляд робочого проекту у середовищі nCode GlyphWorks

Реєстрація експериментальних даних здійснювалася за допомогою спеціальної цифрової вимірювальної системи, універсальні вимірювальні канали якої дозволяють під'єднати резистивні датчики та датчики з вихідним сигналом у вигляді напруги постійного струму. Цифрові дані експериментальних досліджень зберігаються у вигляді бінарних файлів з розширенням «.dat» для обробки експериментальних даних за методикою, описаною в [155-156].

Функціональне призначення та структурні зв'язки між гліфами описано в файлі з розширенням «.xls», де над стовпцями даних зазначено назву каналу (*Channel6* та *Channel7*) та одиниці вимірювання (м/с^2) з фільтруванням високочастотних низько амплітудних коливань зумовлених впливом факторів зовнішнього чи внутрішнього середовища факторів вимірювальної апаратури.

Для прикладу, результати обробки експериментальних даних засобами nCode GlyphWorks для окремих комбінацій досліджуваних параметрів подано на рис. Є2 – Є5.

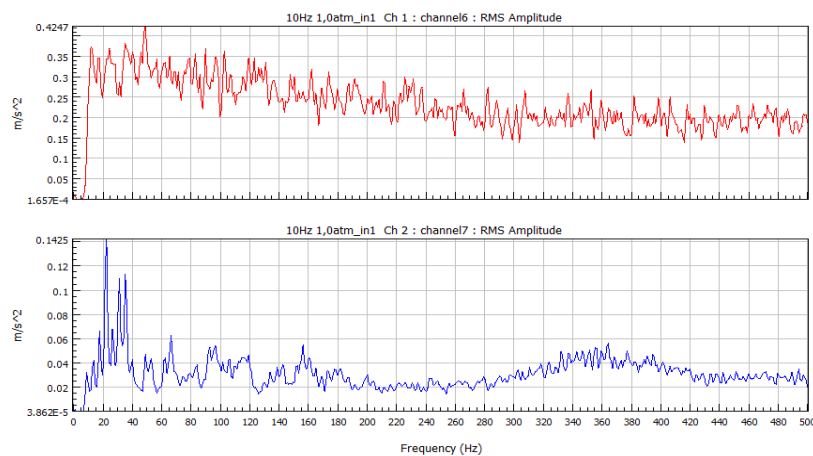


Рисунок Є2 - Частотний спектр середньоквадратичного відхилення амплітуди прискорення (10 Гц, 101кПа)

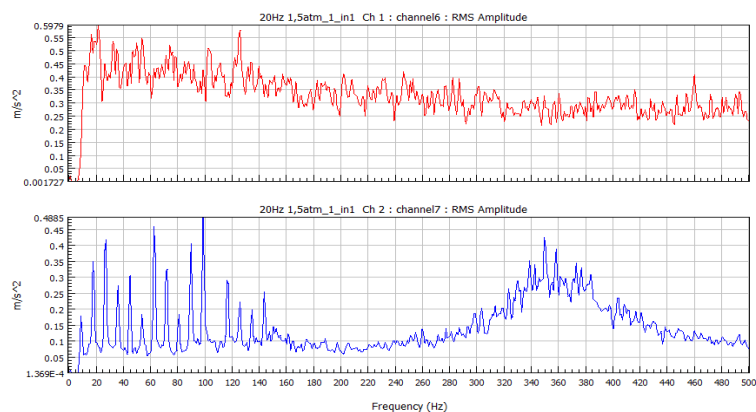


Рисунок Є3 - Частотний спектр середньоквадратичного відхилення амплітуди прискорення (20 Гц, 151.5 кПа)

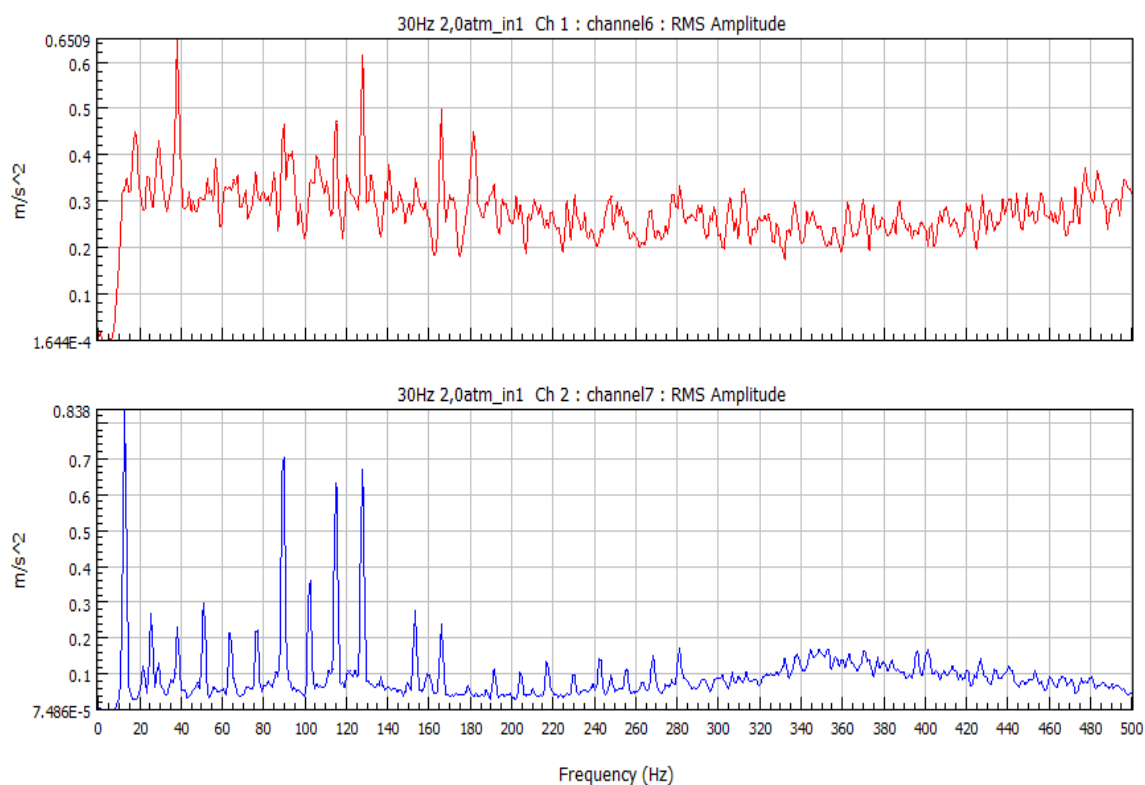


Рисунок Є4 - Частотний спектр середньоквадратичного відхилення амплітуди прискорення (30 Гц, 202 кПа)

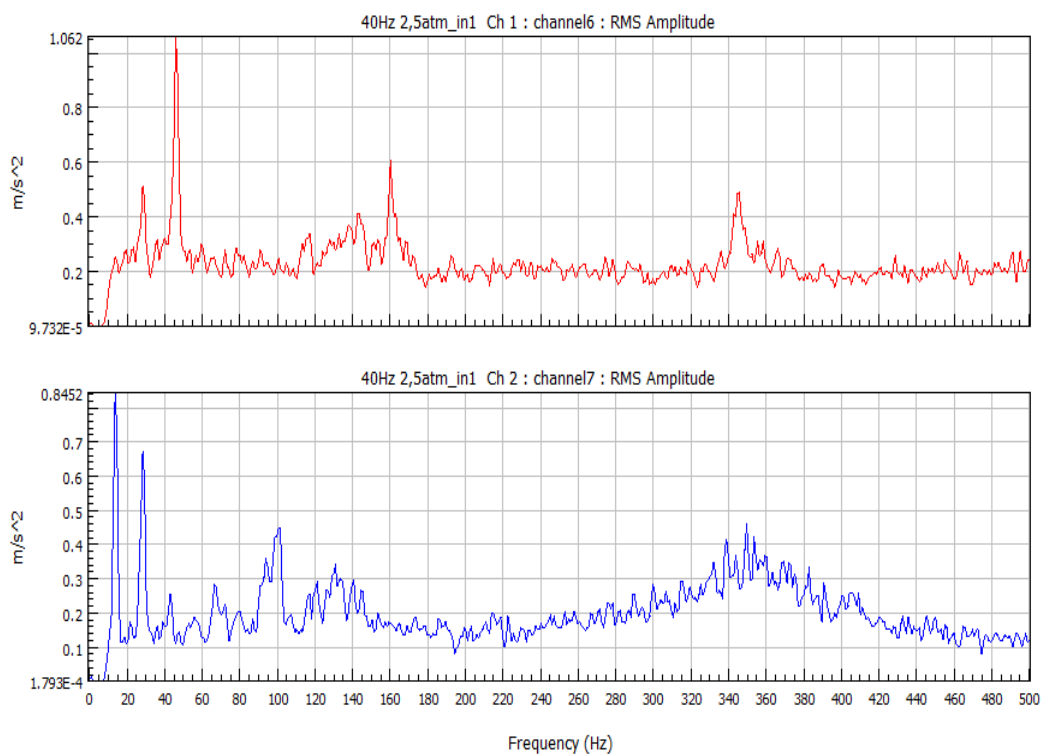


Рисунок Є5 - Частотний спектр середньоквадратичного відхилення амплітуди прискорення (40 Гц, 252.5 кПа)

Перевірка моделі Фур'є для аналізу вібрації покращеної системи амортизації підвіски коліс автомобіля

Аналіз вібрації є вирішальним аспектом у проектуванні та оптимізації систем автомобільної підвіски. Покращена система амортизації для підвіски коліс автомобіля має на меті покращити комфорт їзди та керованість шляхом ефективного розсіювання небажаних вібрацій, спричинених нерівностями дороги та динамікою автомобіля. Щоб оцінити ефективність такої системи, важливо проаналізувати дані про вібрацію, зібрані різними датчиками, встановленими на компонентах підвіски. Одним з потужних методів аналізу вібрації є подання в ряд Фур'є, яке розкладає періодичний сигнал на суму синусоїдальних компонентів з різними частотами, амплітудами та фазами. Методологія передбачає обчислення коефіцієнтів Фур'є за експериментальними даними, реконструкцію сигналу за допомогою представлення усіченого ряду Фур'є та перевірку точності моделі.

Нехай $f(t)$ — періодична функція з періодом T , яка представляє вібраційний сигнал від системи підвіски. Відповідно до теорії рядів Фур'є, $f(t)$ можна виразити як нескінченну суму синусоїдальних членів з різними частотами, амплітудами та фазами:

$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left[a_n \cos\left(\frac{2\pi nt}{T}\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi nt}{T}\right) \right] \quad (\text{Ж1})$$

де a_0 є постійним членом (компонент постійного струму), a_n і b_n є коефіцієнтами Фур'є для членів косинуса та синуса, відповідно n - гармонічній частоті $\frac{n}{T}$.

Коефіцієнти Фур'є можна розрахувати з експериментальних даних за допомогою наступного

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos\left(\frac{2\pi nt}{N}\right) dt \quad \text{for } n \geq 1 \quad (\text{Ж2})$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin\left(\frac{2\pi nt}{N}\right) dt \quad \text{for } n \geq 1$$

Позначимо необроблений вібраційний сигнал, отриманий від акселерометра в момент часу. Ми можемо моделювати лінійний тренд як:

$$p(t) = a_1 t + a_0 \quad (\text{Ж3})$$

де a_1 і a_0 - коефіцієнтами полінома першого порядку, які представляють нахил і перетин відповідно.

Коефіцієнти a_1 і a_0 можна оцінити за допомогою методу найменших квадратів, який мінімізує суму квадратів залишків між спостережуваними точками даних і підігнаним поліномом. Математично ми прагнемо знайти значення і, які мінімізують таку цільову функцію:

$$J(a_1, a_0) = \sum_{i=1}^N [x(t_i) - (a_1 t_i + a_0)]^2 \quad (\text{Ж4})$$

де N – загальна кількість точок даних, t_i – час $x(t_i)$ відповідне значення вібраційного сигналу для i -ї точки даних, відповідно.

Встановлюючи часткові похідні $J(a_1, a_0)$ від a_1 до a_0 , отримуємо нормальні рівняння:

$$\sum_{i=1}^N [x(t_i) - (a_1 t_i + a_0)] = 0 \quad (\text{Ж5})$$

Ці рівняння можна розв'язувати одночасно, щоб знайти оцінки методом найменших квадратів a_1 і a_0 , позначених як $\hat{a}_1$ і $\hat{a}_0$ відповідно.

Після визначення коефіцієнтів $\hat{a}_1$ і $\hat{a}_0$ вібраційний сигнал $x_{detren det}(t)$ зі змінним трендом можна отримати шляхом віднімання підігнаного лінійного тренду з вихідного сигналу:

$$x_{detren det}(t) = x(t) - (\hat{a}_1 t + \hat{a}_0) \quad (\text{Ж6})$$

Сигнал зі знятим трендом $x_{detren det}(t)$ тепер вільний від лінійного тренду і може використовуватися як вхідний сигнал для наступного етапу нормалізації та процедури підгонки моделі Фур'є.

Після усунення тренду вібраційного сигналу для видалення лінійного тренду наступним кроком у попередній обробці даних є нормалізація. Нормалізація є вирішальним кроком, який гарантує, що дані про вібрацію з різних експериментальних умов або налаштувань приведені до спільного масштабу, що дозволяє проводити справедливе порівняння та надійний аналіз.

У нашому дослідженні ми застосували нормалізацію z-показника, також відому як нормалізація стандартного показника, щоб стандартизувати вібраційний сигнал зі зниженим трендом. Процес нормалізації z-показника передбачає віднімання середнього значення від сигналу та ділення на стандартне відхилення, перетворюючи дані, щоб отримати середнє значення нуль і одиничне стандартне відхилення.

Позначимо вібраційний сигнал зі знятим трендом, отриманий після видалення лінійного тренду. Нормалізація z-показника виконується таким чином:

$$x_{normalized}(t) = \frac{x_{detren det}(t) - \mu}{\sigma} \quad (\text{Ж7})$$

де μ і σ є середнім значенням і стандартним відхиленням вібраційного сигналу $x_{detren det}(t)$ зі змінним трендом відповідно.

Середнє значення розраховується як

$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_{detrended}(t_i), \quad (\text{Ж8})$$

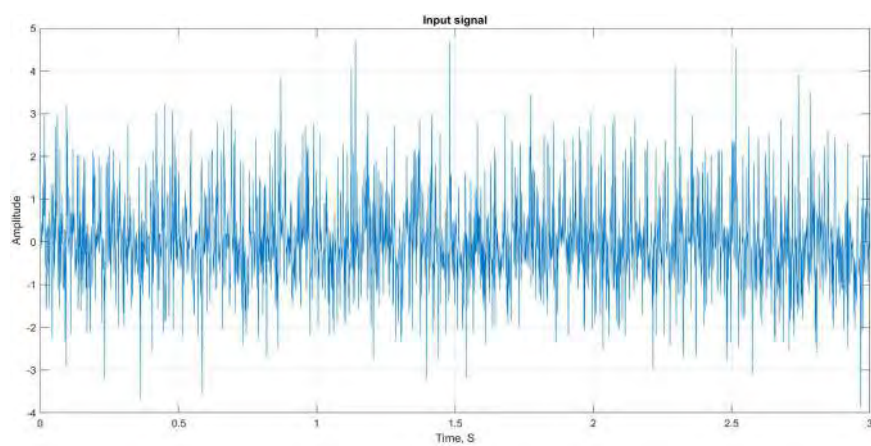
де N – загальна кількість точок даних, t_i – час $x_{detrended}(t_i)$ відповідне значення вібраційного сигналу з виключеним трендом для i -ї точки даних, відповідно.

Стандартне відхилення розраховується як

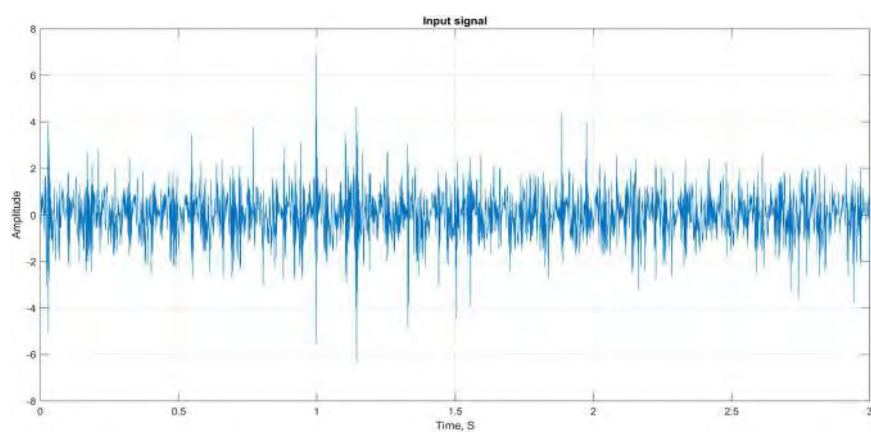
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [x_{detrended}(t_i) - \mu]^2} \quad (\text{Ж9})$$

Віднімаючи середнє значення μ від вилученого сигналу та ділячи його на стандартне відхилення σ , ми отримуємо нормалізований вібраційний сигнал $x_{normalized}(t)$, який має середнє значення нуль і стандартне відхилення одиниці. Нормалізація z-показника гарантує, що дані про вібрацію з різних експериментальних умов або налаштувань, які можуть мати різні амплітуди або зсуви, приведені до спільного масштабу. Цей етап нормалізації має вирішальне значення для забезпечення того, щоб на подальший аналіз Фур'є та підгонку моделі не впливали різниці в амплітудах або зміщеннях сигналу, що забезпечує більш надійний і точний аналіз.

Після застосування етапів усунення тенденції та нормалізації попередньо оброблений вібраційний сигнал $x_{preprocessed}(t) = x_{normalized}(t)$ готовий до процедури підгонки моделі Фур'є, де можна точно оцінити періодичні компоненти та їхні відповідні амплітуди та фази, що відповідало швидкості руху колеса 4,1 м/с; 8,3 м/с; 12,5 м/с та 16,67 м/с наведено на рис. Ж1-Ж4.

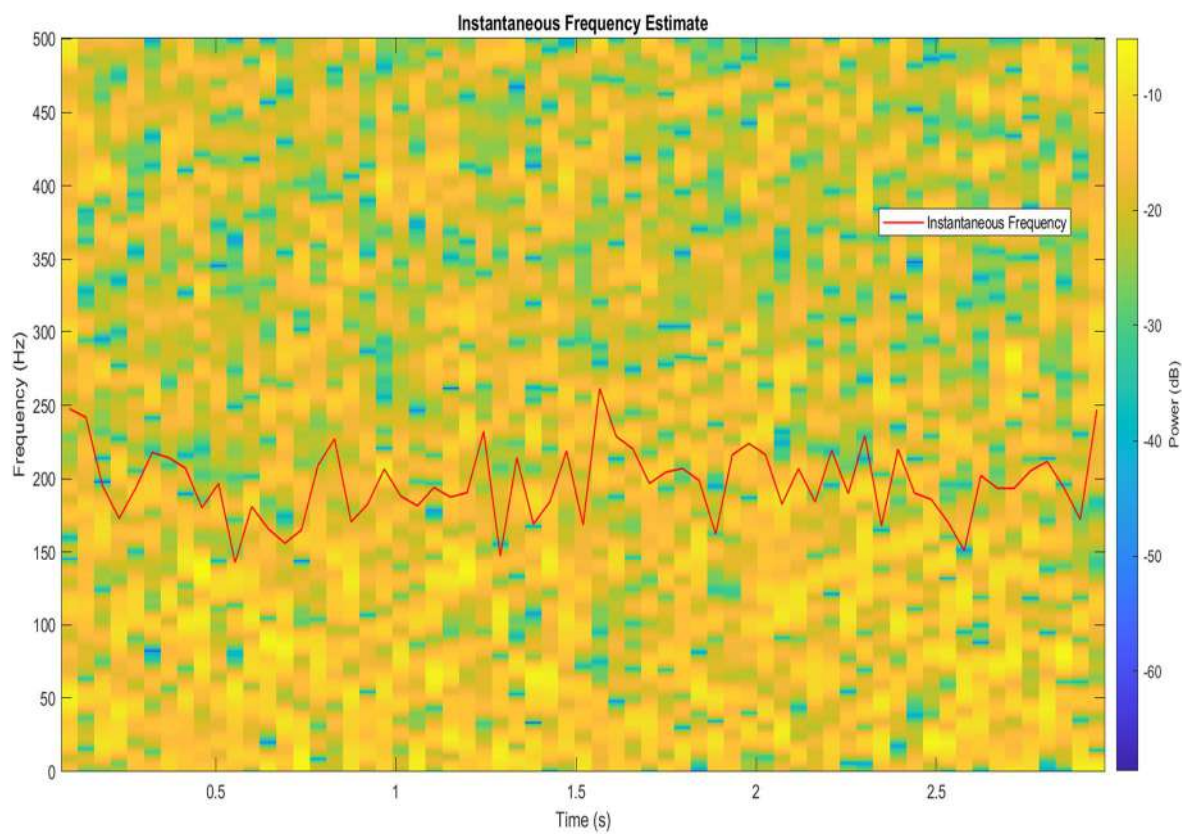


a)

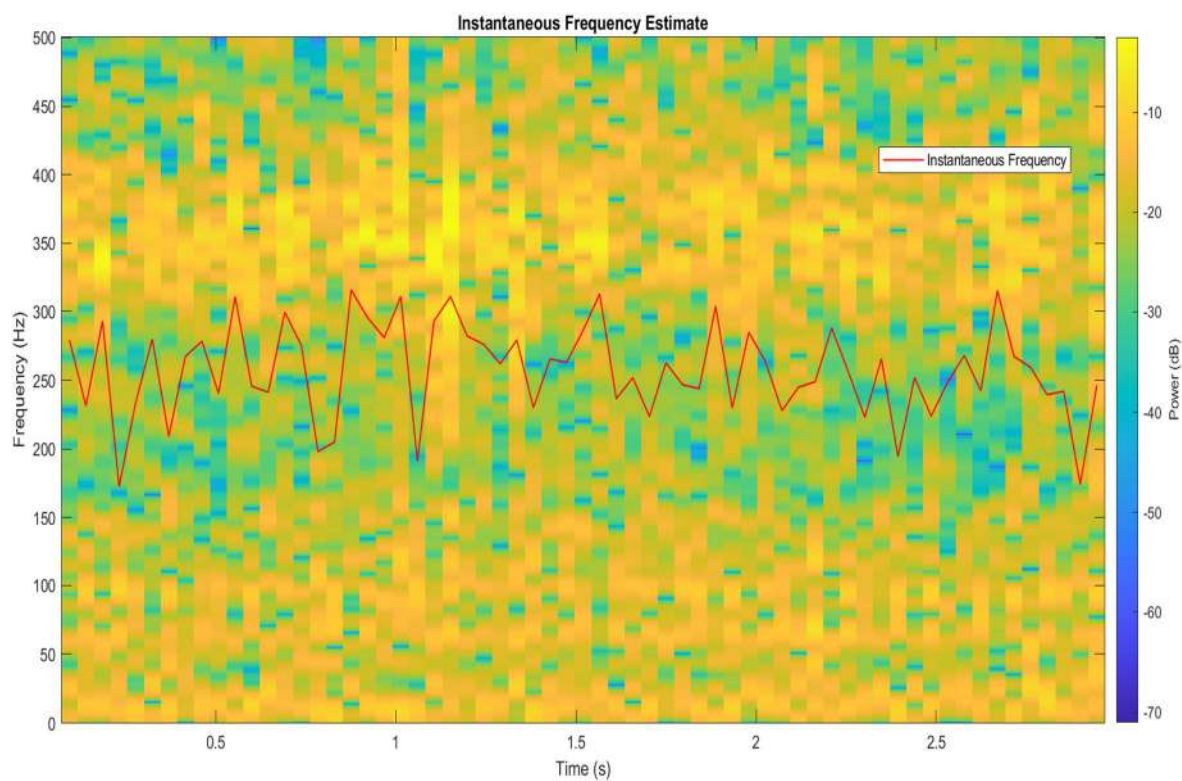


b)

Рисунок Ж1 - Змінений тренд і нормалізований графік сигналу для "channel6" (a) і "channel7" (b) при (8,3 м/с , 1,5 атм)

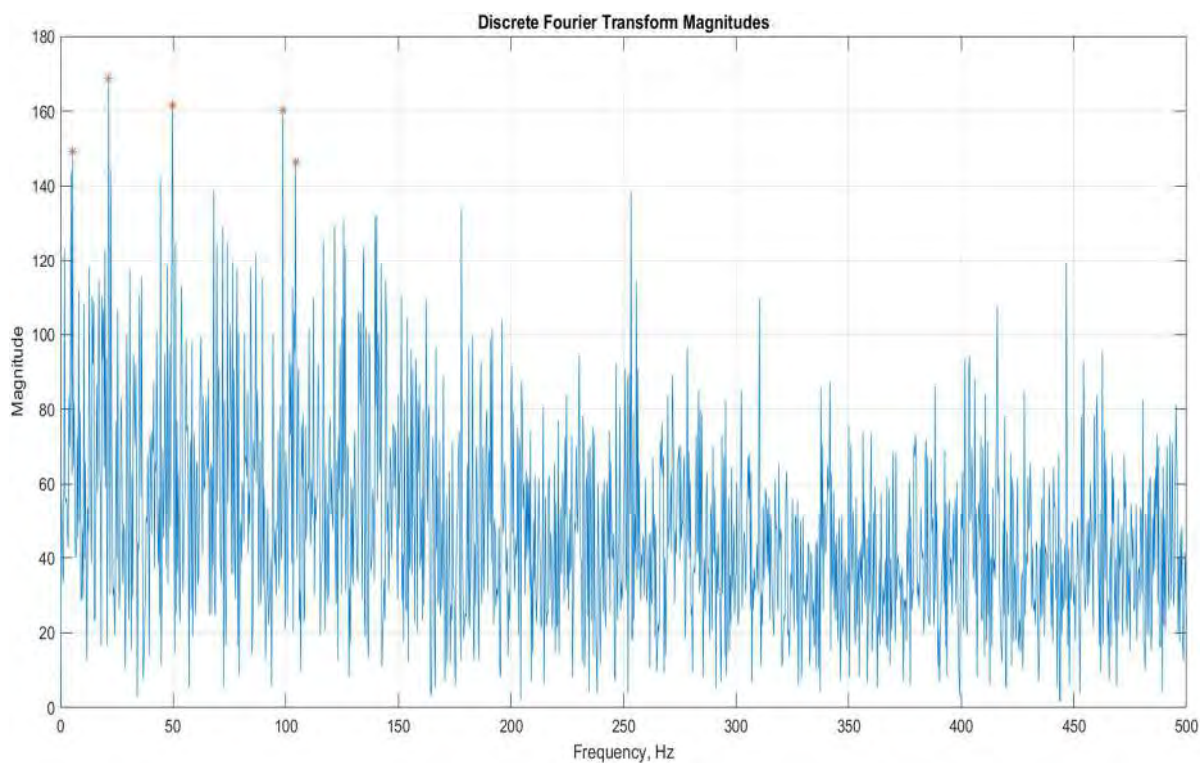


a)

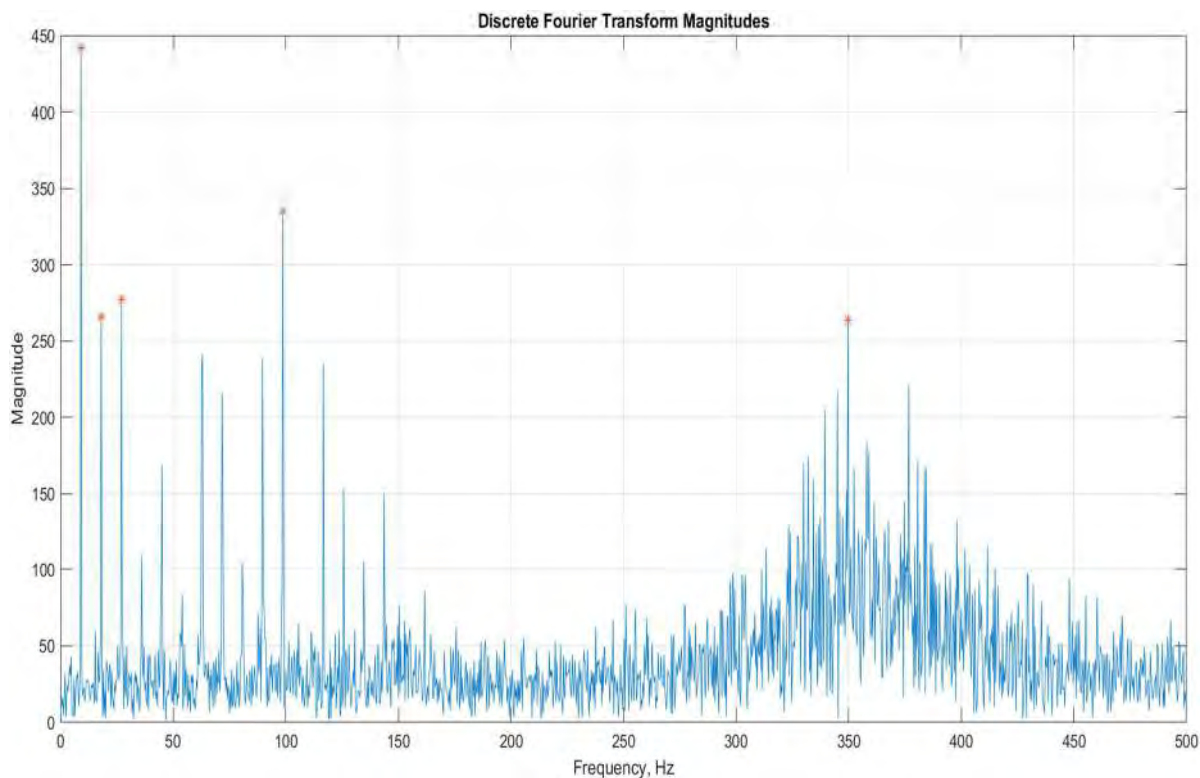


b)

Рисунок Ж2 - Спектрограма потужності та оцінка миттєвої частоти графіка сигналу "channel6" (a) і "channel7" (b) при (8,3 м/с, 1,5 атм)

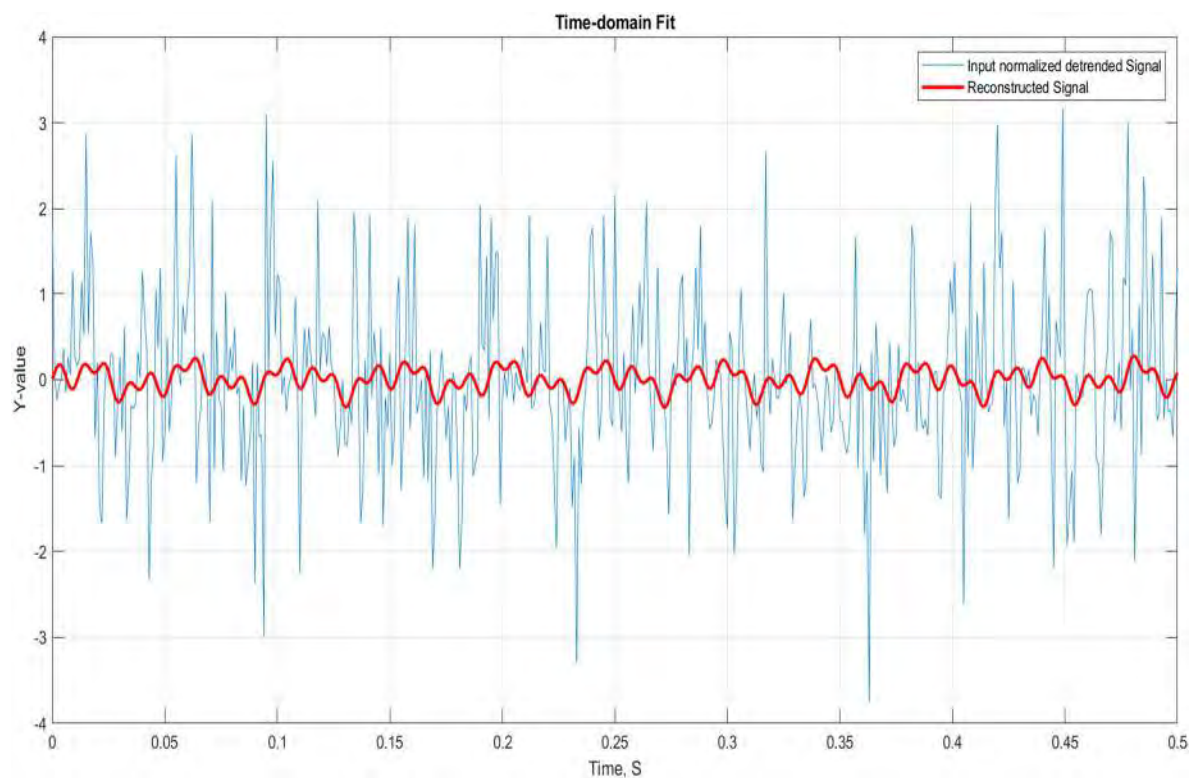


a)

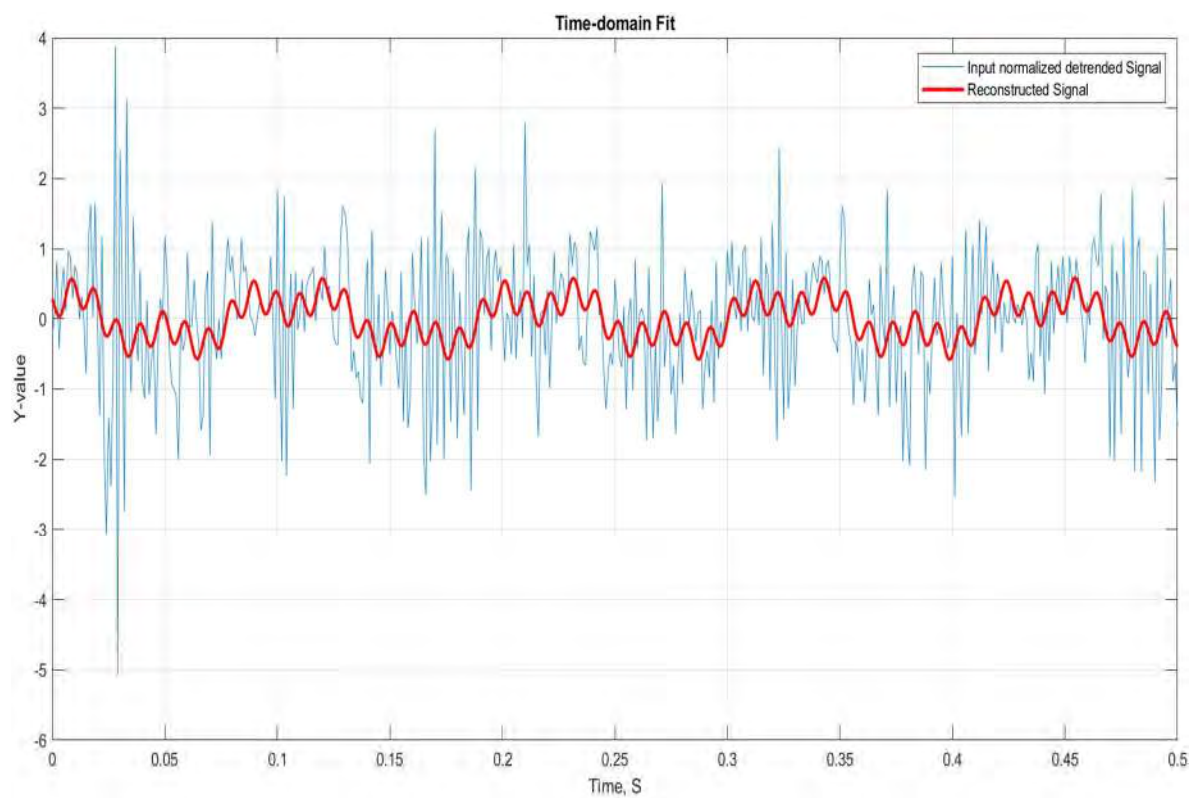


b)

Рисунок ЖЗ - Графік величин дискретного перетворення Фур'є для «каналу 6»
(a) і «каналу 7» (b) при (8,3 м/с, 1,5 атм)



a)



b)

Рисунок Ж4- Графік величин найбільш значущої гармонічної відповідності часовій області "каналу 6" (а) і "каналу 7" (при (8,3 м/с, 1,5 атм))

Кількість гармонік, що зберігаються в моделі, можна визначити на основі бажаної точності або критеріїв збереження енергії сигналу.

Модель має вигляд:

$$f(x) = a_0 + a_1 \cdot \cos(x \cdot w) + b_1 \cdot \sin(x \cdot w) + a_2 \cdot \cos(2 \cdot x \cdot w) + b_2 \cdot \sin(2 \cdot x \cdot w) + \\ + a_3 \cdot \cos(3 \cdot x \cdot w) + b_3 \cdot \sin(3 \cdot x \cdot w) + a_4 \cdot \cos(4 \cdot x \cdot w) + b_4 \cdot \sin(4 \cdot x \cdot w) + \quad (\text{Ж10}) \\ + a_5 \cdot \cos(5 \cdot x \cdot w) + b_5 \cdot \sin(5 \cdot x \cdot w)$$

Важливо відзначити, що ця основна частота не обов'язково повинна збігатися з нижчою гармонічною складовою, яка демонструє велику амплітуду в спектрі Фур'є. Основна частота представляє основну частоту або період сигналу, тоді як нижня гармоніка з великою амплітудою може відповідати певному режиму вібрації або резонансній частоті системи.

Крім того, для дослідження взаємного впливу двох сигналів («канал 6» і «канал 7»), отриманих з різних ключових точок лабораторної установки, була побудована крос-спектрограма (рис. Ж5).

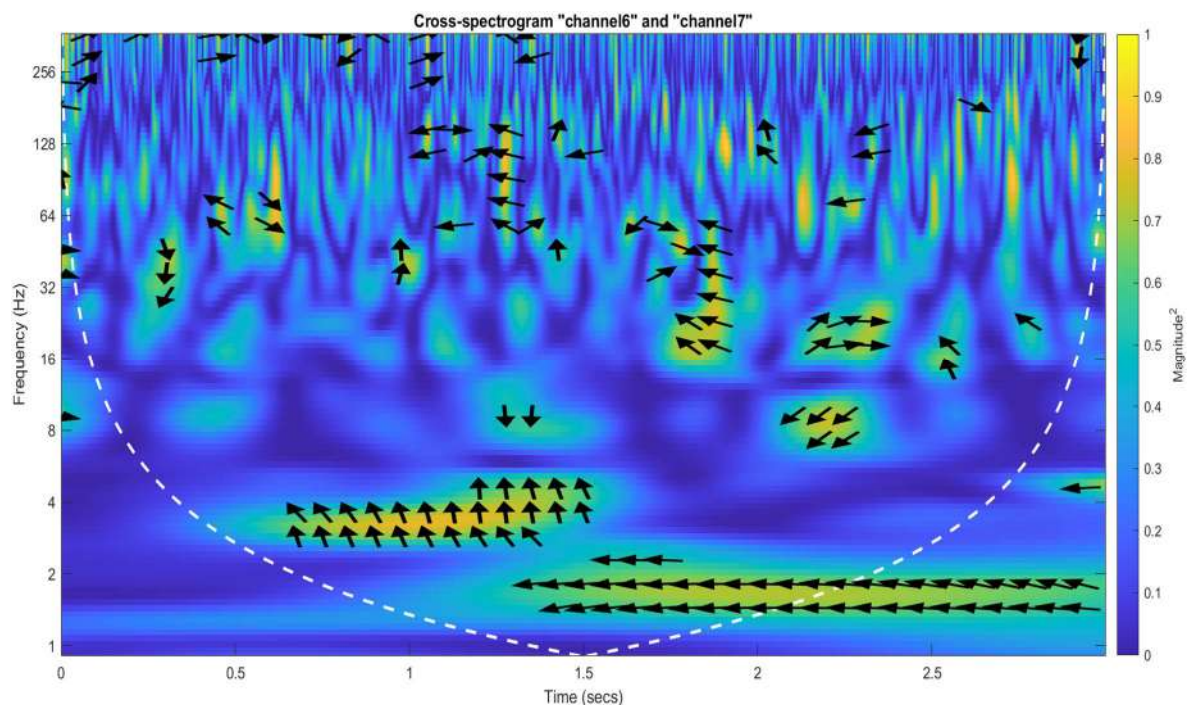


Рисунок Ж5 - Крос-спектрограма "channel6" and "channel7"
при (8,3 м/с 1,5 атм)

Графічна залежність крос-спектрограми складається з двовимірного представлення частотно-часової площини, де вісь x представляє час, а вісь y — частоту. Колірна схема, яка використовується на графіку, вказує на величину когерентності між двома сигналами, причому вищі значення когерентності (ближче до 1) вказують на сильніші кореляції, а нижчі значення (ближче до 0) вказують на слабкіші кореляції. Однією з основних цілей аналізу крос-спектрограми є виявлення когерентних коливань між двома сигналами. Ці коливання характеризуються високими значеннями когерентності в окремих областях частотно-часової площини. Значення когерентності знаходяться в діапазоні від 0 до 1 і вказують на силу кореляції між двома сигналами в заданий час і частоту. Сильна кореляція (близька до 1) між двома сигналами, що вказує на те, що вони мають спільні коливання або шаблони. Слабка кореляція між двома сигналами, що свідчить про те, що вони не мають спільних коливань або шаблонів. Фаза крос-спектру надає інформацію про відносне відставання між двома сигналами. Фаза наноситься на графік залежно від частоти, щоб визначити відставання на різних частотах.

Результати демонструють ефективність моделі Фур'є для фіксації домінуючих моделей вібрації та визначення критичних частот, пов'язаних з продуктивністю системи підвіски. Аналізуючи величини коефіцієнтів Фур'є, стає можливим точно визначити частоти, які роблять значний внесок у загальну поведінку вібрації.

Дана методологія передбачає обчислення коефіцієнтів Фур'є з експериментальних даних, реконструкцію вібраційного сигналу за допомогою представлення усіченого ряду Фур'є та перевірку точності моделі.

З моделі Фур'є можна отримати інформацію про динамічну поведінку системи підвіски, визначаючи домінуючі частоти, що впливають на структуру вібрації. Ця інформація може керувати процесом оптимізації, пропонуючи можливі модифікації системи амортизації або коригування параметрів підвіски для пом'якшення або посилення певних режимів вібрації, що в кінцевому підсумку покращує комфорт їзди та керованість.

Результати експериментальних досліджень амортизаційної стійки активного типу

Результати експериментальних досліджень навантаження амортизаційної стійки активного типу використано для дослідження напружено – деформованого стану (НДС) елементів цієї стійки у статичній постановці задачі шляхом комп'ютерного моделювання.

Моделювання амортизаційної стійки активного типу проводилось за допомогою засобів тривимірного моделювання програмного комплексу SOLIDWORKS, яка дозволяє проводити інженерний аналіз найрізноманітніших конструкцій за великою кількістю різних параметрів.

Дослідження НДС розробленої CAD-моделі автомобільного амортизатора (рис. 31, а) здійснювалося засобами модуля інженерного аналізу SOLIDWORKS Simulation, де на першому етапі досліджувався лише гумовий елемент. Інші елементи моделі виключено із аналізу.

Тип виконуваного розрахунку – нелінійний статичний. Метод розрахунку – FFEPlus з активуванням параметру великих переміщень. Метод контролю параметрів моделі – за силою із застосуванням методу Ньютона – Рафсона.

Тип моделі гумового елемента – модель надпружного тіла Blatz-Ko.

Матеріал гумового елемента – гума амортизаційна з наступними характеристиками: модуль пружності 30 Н/мм², коефіцієнт теплового розширення 0.00067 К, масова щільність 1187 кг/м³, межа міцності при розтягу 13.7871 Н/мм².

Умови закріплення об'єкту дослідження – защемлення верхнього краю гумового елемента між кришкою та корпусом стійки (рис. 31, б).

Навантаження на гумовий елемент – внутрішній тиск 1,5 атм (0,151 МПа) та переміщення 20 мм юбки гумового елемента (відвороту гумового елемента, який прилягає до стійки амортизатора) (рис. 32).

Сітка кінцевих елементів – стандартна з перевіркою викривлених елементів. Глобальний розмір кінцевих елементів 5 мм з допуском 0,25 мм (рис. 33).

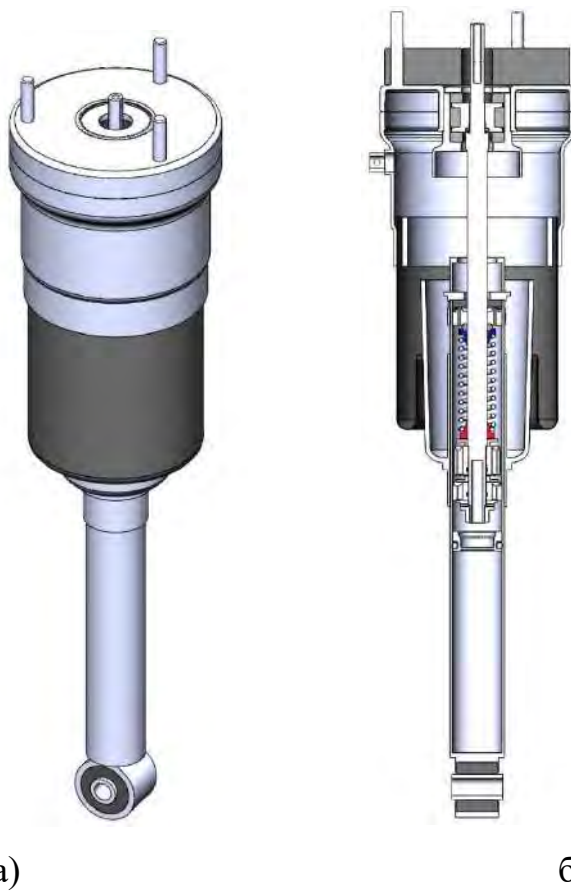


Рисунок 31 - CAD-модель автомобільного амортизатора:

а – вигляд у аксонометрії; б – вигляд у перетині

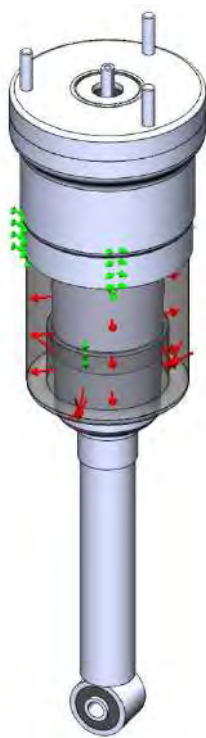


Рисунок 32 - Умови закріплення та навантаження гумового елемента

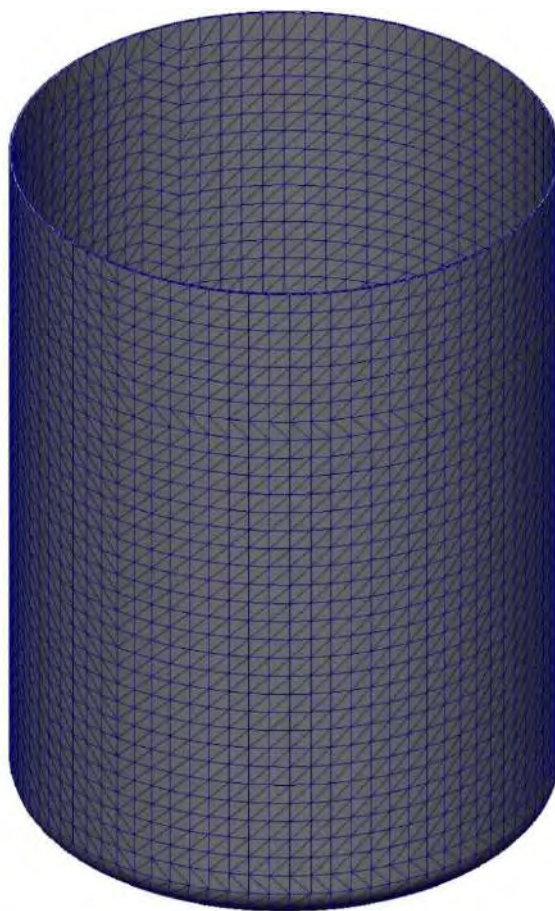


Рисунок 33 - Сітка кінцевих елементів моделі елемента

За результатами комп'ютерного моделювання пружного елемента амортизаційної стійки легкового автомобіля отримано наступні результати.

Максимальні напруження $\sigma = 3,43$ МПа спостерігаються поблизу зони защемлення пружного елемента (рис. 34). Мінімальний запас міцності при цьому становить ≈ 4 (рис. 35).

Максимальна деформація гумового елемента становить 0,11 (рис. 36).

Максимальне результуюче переміщення точок поверхні гумового елемента становить 12,31 мм (рис. 37).

Осьові (вздовж осі Y) вертикальні переміщення гумового елемента становлять: нижній край зовнішнього циліндра – 2,72 мм (вверх); юбка гумового елемента – 12,3 мм (вниз) (рис. 38).

Осьове зусилля на гумовому елементі становить 1,89 Н.

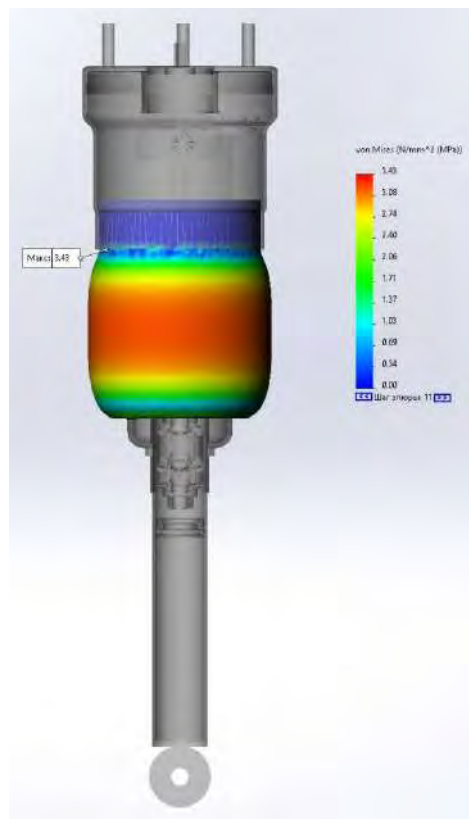


Рисунок 34 - Епюра розподілу нормальних напружень

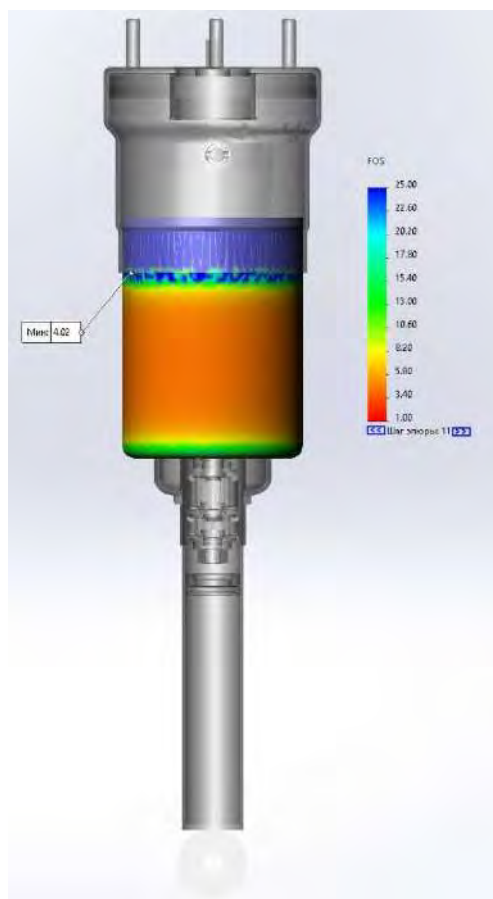


Рисунок 35 - Епюра розподілу запасу міцності

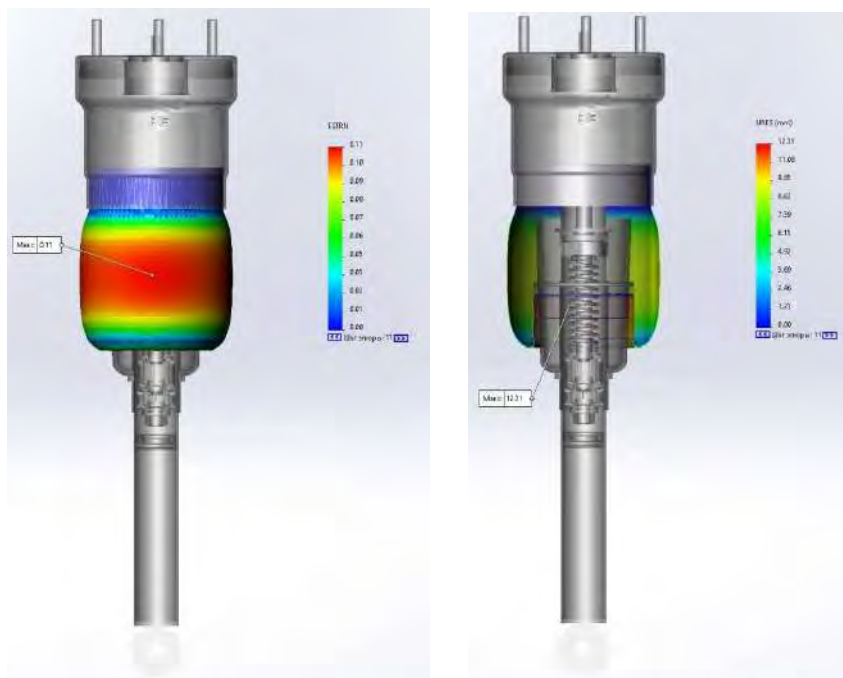


Рисунок 36 - Епюра деформації гумового елемента

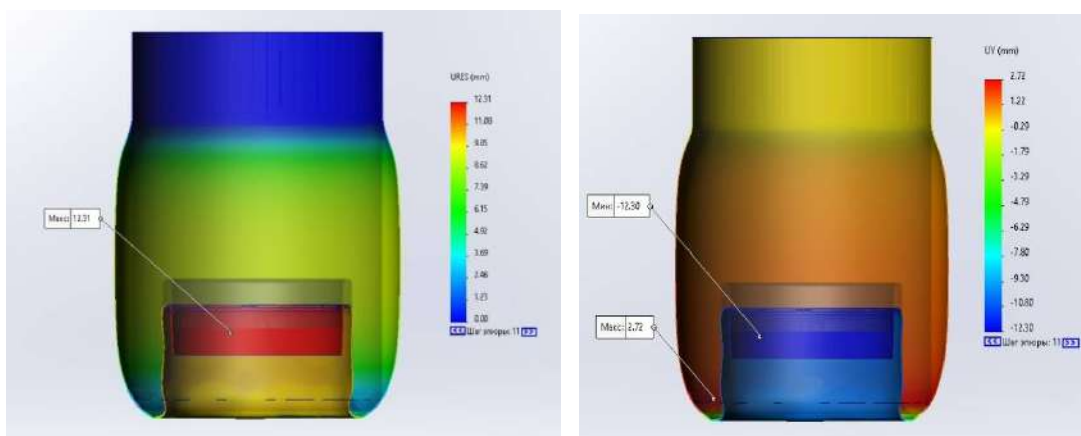


Рисунок 37 - Епюри результуючого переміщення гумового елемента

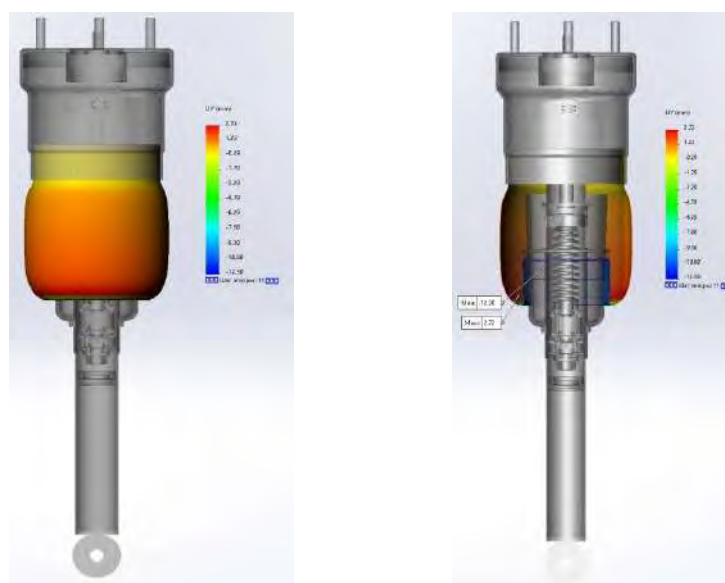


Рисунок 38 - Епюри осьового переміщення гумового елемента (вздовж осі Y)

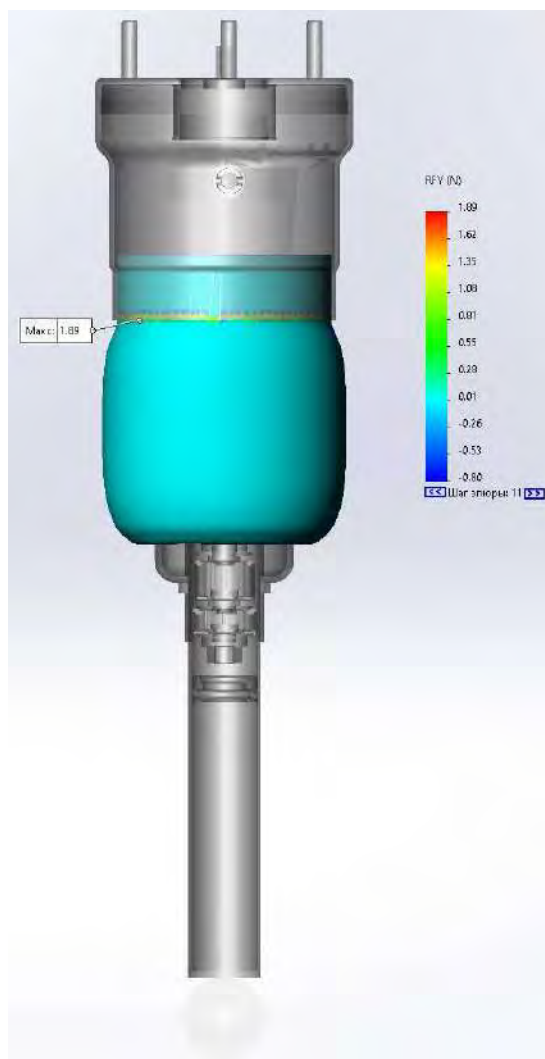


Рисунок 39 - Епюра осьового зусилля на гумовому елементі









**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІДОКРЕМЛЕНИЙ СТРУКТУРНИЙ ПІДРОЗДІЛ
«ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ
ТЕРНОПІЛЬСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
імені ІВАНА ПУЛЮЯ»**

вул. Генерала М. Тарнавського, 7, м. Тернопіль, 46024. Тел. (0352)26-95-34, 28-19-66. Факс (0352)43-34-02
Web: <http://www.tk.te.ua>, e-mail: tktdm@ukr.net. Код ЄДРПОУ 02549121

05.02.2025 р. № 2/19-61 На № _____ від _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційного дослідження

Хорошуна Романа Васильовича на тему «Обґрунтування параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності» на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»

Дисертаційна робота на тему «Обґрунтування параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності», виконана аспірантом Хорошуном Романом Васильовичем, присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі покращення показників плавності ходу, керованості і стійкості руху колісних транспортних засобів шляхом удосконалення системи їх підресорювання та раціонального вибору її параметрів на основі виконання теоретичних досліджень та експериментальних випробувань, які можуть бути базою для створення програмного продукту керованих чи напівкерованих систем підресорювання.

Результати дисертаційного дослідження Хорошуна Романа Васильовича, які впроваджені в освітній процес ВСП «ТФК ТНТУ» підготовки бакалаврів та фахових молодших бакалаврів за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт», сприятимуть підвищенню якості підготовки фахівців, освоєнню сучасних технологій діагностики та налаштування підвіски, формуванню у студентів практичних навичок роботи з адаптивними підвісками, а також розширенню співпраці між ВСП «ТФК ТНТУ» і підприємствами автомобільної галузі. Результати роботи включені до лекційних курсів і лабораторних робіт дисциплін, пов'язаних із конструкцією та експлуатацією транспортних засобів. Запропоновані методики аналізу параметрів адаптивних підвісок включені у методичне забезпечення для практичних занять студентів.

Впровадження результатів дисертаційного дослідження підтверджується оновленими програмами та силабусами навчальних дисциплін, розробленими новими методичними матеріалами для відповідних лабораторних та практичних робіт для студентів, які навчаються за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

Директор,
кандидат технічних наук, доцент,
Заслужений працівник освіти України



Володимир КАЛУШКА

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ результатів дисертаційного дослідження

м. Тернопіль

«___» _____ 2025 р.

Ми, що нижче підписалися, представники:

- **Бош Авто Сервіс Автодром Тернопіль** в особі *Директор*
- Автор дисертаційного дослідження Хорошун Роман Васильович,

склали цей акт про те, що на підприємстві **Бош Авто Сервіс Автодром Тернопіль** впроваджено результати дисертаційного дослідження на тему: **«Обґрунтування параметрів адаптивних підвісок колісних транспортних засобів малої тоннажності»**.

1. Відомості про впровадження

В рамках дослідження проведено аналіз та оптимізацію характеристик підвісок автомобілів, що дозволило:

- удосконалити методику діагностики та регулювання підвіски,
- впровадити рекомендації щодо покращення амортизаційних властивостей підвіски,
- підвищити експлуатаційну надійність і комфортність руху автомобілів.

2. Ефект від впровадження

Впровадження результатів дослідження сприяло:

- скороченню часу на діагностику несправностей підвіски,
- підвищенню точності регулювання підвіски,
- зменшенню витрат на обслуговування транспортних засобів.

3. Підтвердження впровадження

На підтвердження впровадження результатів дослідження на підприємстві **Бош Авто Сервіс Автодром Тернопіль** розроблено та введено в дію відповідні технічні рекомендації та методичні матеріали.

Директор
Бош Авто Сервіс
Автодром Тернопіль



Директор О.В.

Список публікацій здобувача за темоб дисертації та відомості про
апробацію результатів дисертації

Публікації в наукових виданнях, які включені до міжнародних
наукометричних баз

1. Sokil B., Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Dzyura V., Aulin V., Khoroshun R. Interpreting the main power characteristics choice of the wheel vehicles guided cushioning system. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2021. Vol. 23(2). P. 193-149. (Автором запропонована методика дослідження нелінійних коливань колісних транспортних засобів з керованою системою амортизації. Індeksuється в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).
<https://komunikacie.uniza.sk/pdfs/csl/2021/02/21.pdf>.
DOI:10.26552/com.C.2021.2.B139-B149.

2. Lyashuk O., Sokil B., Sokil M., Vovk Y., Lebid I., Hevko I., Levkovych M., Khoroshun R., Matviyishyn A. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. *Communications - Scientific letters of the University of Zilina*. 2022. Vol. 24(3). P. 247-258. (Автором запропонована методика вибору основних силових параметрів нелінійної неконсервативної підвіски для колісних ТЗ, яка розроблена на основі поздовжньо-кутових коливань. Індeksuється в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).
<https://komunikacie.uniza.sk/pdfs/csl/2022/03/24.pdf>.
DOI: 10.26552/com.C.2022.3.B247-B258.

3. Lyashuk, O., Stashkiv, M., Lytvynenko, I., Sakhno, V., Khoroshun, R. Information technologies use in the study of functional properties of wheeled vehicles. *CEUR Workshop Proceedings. This link is disabled*. 2023. 3628. P. 370–381. (Автором розроблено експериментальний стенд та проведено експериментальні дослідження кінематики та динаміки пневматичного амортизатора активного типу для колісних транспортних засобів. Індeksuється в міжнародній наукометричній базі **Scopus**).

<https://ceur-ws.org/Vol-3628/paper29.pdf>

Публікації в наукових фахових виданнях України

4. Рогатинський Р.М., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Хорошун Р.В., Шевчук В.В. Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності. Львів, 2023. № 28. С. 115–122. *(Автором встановлено особливості кінематичного та динамічного режиму руху за запропонованим переходом із вибором кривої переходу та встановленням безпечних параметрів ділянок переходу залежно від швидкісного режиму руху автомобіля).*

<https://journal.ldubgd.edu.ua/index.php/Visnuk/article/view/2630/2519>

DOI: <https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

5. Ляшук О., Гевко І., Гудь В., Хорошун Р., Гевко Б., Матвійшин А., Сіправська М. Стенди для дослідження підвіски автомобіля. Bulletin of Lviv National Environmental University. Series «Agricultural engineering research». Lviv, 2022. Вип. 26. С.127-133. *(Автором розроблено конструктивну схему та виготовлено стенд з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля).*

<https://visnyk.lnau.edu.ua/index.php/agroengineering/article/view/107/78>

DOI: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.127>

6. Міронов Д., Ляшук О., Гевко І., Гупка А., Слободян Л., Гевко Б., Хорошун Р. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. Луцьк, 2023.–№2(21). С.135-144. *(Автором отримано регресійне рівняння узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля).*

<https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/1218/1124>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1218>

7. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Матвійшин А.Й., Хорошун Р.В. Синтез підвіски автотранспортних засобів. Збірник наукових праць

«Центральноукраїнський науковий вісник». Кропивницький, 2023. Вип. №8(39). С. 153-164. (Автором запропоновано конструкції підвісок автотранспортних засобів).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/db667f5d-59fc-4122-a983-df63f53a8d2b/content>

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8\(39\).1.153-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.8(39).1.153-164)

8. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Хорошун Р.В., Кашканова Г.Г., Антонюк О.П. Модель проходження повороту автомобілем. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця, 2023. Вип. №2(18). С. 87-93. (Автором запропоновано модель повороту автомобіля на X-подібному перехресті із довільним кутом пересічення трас).

https://www.researchgate.net/publication/378243027_Model_of_passing_a_turn_by_a_vehicle/fulltext/65cf53ac01325d46520ab415/Model-of-passing-a-turn-by-a-vehicle.pdf

DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2023-18-2-87-93>

9. Сахно В.П., Мурований І. С., Паламарчук О.В., Хорошун Р. В. Порівняльний аналіз триланкових автопоїздів різних компоновальних схем за стійкістю прямолінійного руху. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2023. №2(21). С. 186-197. (Автором запропоновано конструкції обґрунтування компоновальної схеми триланкових автопоїздів).

<https://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf/article/view/1224/1130>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i21.1224>

Матеріали і тези конференцій

10. Сокіл І., Ляшук О., Хорошун Р., Сокіл М. Вплив силових параметрів керованої підвіски на стійкість руху КТЗ вздовж криволінійної ділянки. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 15-17 квітня 2020 р.)*. Кропивницький, 2020. С. 183-186. (Автором запропоновано конструкція підвіски).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/88cc359b-ce89-4613-bb93-a440c571497c/content>

11. Рогатинський Р., Ляшук О., Гевко І., Хорошун Р., Брикса А. Модель обгону автомобілем на прямій трасі. *Міжнародної науково-технічної конференції «Підвищення надійності машин і обладнання» (Кропивницький, 19-21 квітня 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 17 - 20. (Автором встановлено особливості кінематичного та динамічного режиму руху автомобіля).

https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/materiali_konf._pnemps-2023.pdf#page=17

12. Олег Ляшук, Іван Гевко, Роман Хорошун, Богдан Гевко. Стенди для досліджень характеристики підвіски автомобіля. *Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та практики“*, (Тернопіль, 29-30 вересня 2022 р.). Тернопіль, 2022. С.173–174. (Автором запропоновано конструкція стенда).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/39050/2/MNPK_2022_Lyashuk_O_L-Stands_for_reseasching_173-174.pdf

13. Рогатинський Р.М, Хорошун Р.В., Бобков А. Д., Шимків Р. Б. Моделювання руху автомобіля по криволінійній трасі / *Збірник тез доповідей X Міжнародної науково- практичної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“* (Тернопіль, 24-25 листопада 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 81–82. (Автором запропоновано параметри ділянок переходу швидкісного режиму руху автомобіля).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/36444/2/MNPK_2021v1_Rogatynskyi_R-Simulation_of_vehicle_81-82.pdf

14. Ляшук О. Л., Сокіл Б. І., Хорошун Р. В., Бодоряк Ю. Д. Дослідження кутових коливань колісних транспортних засобів. *Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції присвяченої пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича «Проблеми теорії проектування та виготовлення транспортно-технологічних машин»* (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.).

Тернопіль, 2021. С. 92–94. (Автором виведено аналітичні залежності крутильних коливань колісних транспортних засобів).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/35952/2/MNTK_2021_Lyashuk_O_L-The_research_of_angular_92-94.pdf

15. Ляшук О. Л., Хорошун Р. В., Пиндус Ю. І., Пиндус Т. Б. Динаміки підресореної частини транспортних засобів на їх керованість. *Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 60-річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14-15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 92–94. (Автором виведено диференціальні рівняння коливань підресореної частини транспортних засобів).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/31895/2/FAPMT_2020_Lyashuk_O-Dynamic_part_of_wheeled_vehicles_92-94.pdf

16. Сукенік І. Хорошун Р. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної студентської науково-технічної конференції „Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання“* (Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.). Тернопіль, 2021. Т. 1. С. 122. (Автором запропоновано конструкцію стенда).

https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/36216/2/MSNTK_2021_Sukenik_I-Bench_for_the_investigation_122.pdf

17. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М., Гудь В.З., Левкович М.Г., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Експериментальна установка для дослідження підвіски автомобіля. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту»* (Кропивницький, 17-19 листопада 2022 р.). Кропивницький, 2022. С. 189-192. (Автором встановлено особливості кінематики експериментальної установки).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/87f450be-f49d-4908-bfd5-a2289670cc28/content>

18. Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Рогатинський Р.М. Хорошун Р.В., Романюк О.Б. Модель руху автомобіля при перебудові смугами. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей (Луцьк, 14-16 червня. 2022 р.)*. Луцьк, 2022. С. 103-106. (Автором встановлено модель руху автомобіля).

<https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/368ff4f1-ab86-4bcd-a3e7-5af2c2c3326e/content>

19. Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Хорошун Р.В. До вибору траєкторії проходження повороту автомобілем. *Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Вінниця, 23 - 25 жовтня. 2023 р.)*. Вінниця, 2023. С. 211-214. (Автором отримано залежність у виді полінома четвертого степеня).

<https://press.vntu.edu.ua/index.php/vntu/catalog/view/802/1398/2667-1>

20. Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Рогатинський Р.М., Хорошун Р.В., Гевко Б.Р., Матвійшин А.Й. Синтез підвіски автотранспортних засобів. *Збірник матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції «Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту» (Кропивницький, 22-24 листопада 2023 р.)*. Кропивницький, 2023. С. 73. (Автором запропоновано особливості методики синтезу).

<https://dspace.kntu.kr.ua/server/api/core/bitstreams/db667f5d-59fc-4122-a983-df63f53a8d2b/content>

21. Хорошун Р.В. Дослідження руху автомобіля по криволінійній трасі // *Тези доповідей Ювілейної наукової конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету*. – К.: НТУ, 2024, Вип. 80 – 116 с.

<https://drive.google.com/file/d/1qCBW3J589xFbf3Ftxbout-vYHXa15h0/view>

Патенти України на корисні моделі

22. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 148601
Україна: МПК G01N 17/00. № а u202101835; заявл. 07.04.21; опубл. 25.08.2021,
бюл. № 34. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

23. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 150771
Україна: МПК G01N 3/00, F16D 65/00. № а u202106434; заявл. 15.11.21; опубл.
14.04.2022, бюл. № 15. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

24. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 155002
Україна: МПК G01N17/00. № а № u202302465; заявл. 23.05.23; опубл. 10.01.2024,
бюл. № 2. 5с. *(Частка всіх авторів однакова)*.