

**Національний університет «Львівська політехніка»
Міністерство освіти і науки України**

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Бур'ян Михайло Володимирович

УДК 629.34

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПЛАВНІСТЬ РУХУ АВТОБУСІВ У ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ З
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПІДВІСКИ ТА СИДІНЬ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

М. В. Бур'ян

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую:
Вчений секретар спеціалізованої
Спеціалізованої вченої ради К 35.052.20



В. В. Ковалишин

Науковий керівник
Крайник Любомир Васильович
доктор технічних наук, професор

Львів – 2020

АНОТАЦІЯ

Бур'ян М. В. Плавність руху автобусів у взаємозв'язку з характеристиками підвіски та сидінь. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2020.

У дисертаційній роботі розв'язано науково-практичне завдання оцінки та оптимізації рівня вібронавантаження що діють на пасажирів автобуса з умов плавності руху .

Зокрема, створена імітаційна модель, завдяки якій можна ще на стадії проектування оцінити значення вібронавантажень що діють на пасажирів - тобто чинити безпосередній вплив на комфортність перевезень. Проведені імітаційні моделювання з різними типами задньої підвіски при різних рівнях завантаження з визначенням кількісних значень в характерних місцях автобуса. Моделювання проведено з імітацією дороги II категорії а також при переїзді засобу примусового сповільнення швидкості.

Проведені експериментальні дослідження аналогічних автобусів на аналогічних типах покриття, після співставлення з результатами імітаційного моделювання засвідчили адекватність моделі. Результати проведених досліджень є основою для формування нового державного стандарту - ДСТУ «Колісні транспортні засоби. Плавність руху. Методи проведення випробувань і оцінка вібронавантажень/комфортності пасажирських перевезень»

Ключові слова: автобус, підвіска, сидіння, вібронавантаження, вібропривидшення, плавність руху, комфортність руху.

АННОТАЦИЯ

Бурьян М. В. Плавность хода автобусов во взаимосвязи с характеристиками подвески и сидений. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 «Автомобили и трактора». – Национальный университет «Львівська політехніка» Министерства образования и науки Украины. – Львов, 2020.

В диссертационной работе решена научно-практическая задача оценки и оптимизации уровня вибронагруженности что воздействует на пассажиров автобуса по условиям плавности хода.

В частности, создана имитационная модель, посредством которой еще на этапе проектирования можно оценить уровни вибронагруженности, что воздействуют на пассажиров – то есть производить непосредственное влияние на комфортность перевозок. Проведены имитационные моделирования с разными типами задней подвески при разных уровнях загрузки с определением количественных значений в характерных местах автобуса. Моделирования проведено с имитацией дороги II категории, а также при переезде порогового препятствия - средства принудительного снижения скорости.

Проведенные экспериментальные исследования аналогичных автобусов на аналогичных типах покрытия, после сравнения, подтвердили адекватность модели. Результаты проведенных исследований стали основой для формирования нового государственного стандарта ДСТУ «Колесные транспортные средства. Плавность хода. Методы проведения испытаний и оценка вибронагруженности/комфортности пассажирских перевозок».

Ключевые слова: автобус, подвеска, сидения, вибронагруженность, виброускорения, плавность хода, комфортность перевозок.

ABSTRACT

Burian M.V. Ride comfort of buses in relation to the characteristics of the suspension and seats. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.22.02 "Cars and tractors". - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2020.

Dissertation solves scientific and practical task of assessing and optimizing the level of vibration load acting on the bus passengers in depends of the smooth traffic conditions, class of the bus purpose, and statistical generalization of the average duration of passengers trips.

In particular, based on mathematical model, which consist of nine well known from theory equations, was created Matlab Simulink simulational model which allows to detrminate level of vibrational loads that affects on bus passangers at the stage of bus designing. Such approach allows to imapct directly on the ride comfort of passanger transportation.

Specific places in the bus salon - near the driver at front overhang, at the middle of the bus base and at the rear overhang was chosen to determine vibration loads. Another characteristic feature of the model consist in usage of equivalent function of statistical distribution to describe the real road profile. In such way quantitative values of vibrational loads in specific places in the bus salon for different types of rear suspension at different load levels was determined by using created simulation model. Obtained results were processed by methods of mathematical statistics and distributed by octave bands for the possibility of comparative estimation of RMS values of vibration loads.

According to the modeling results were received and implemented in the project practice recommendations for the selection of the type and characteristics of the suspension and passenger seats in depends on the class of purpose of the bus (urban, local and intercity transportation).

Also experimental road test were conducted for the similar buses on the appropriate types of road coverage, after comparison with the results of simulation, showed the adequacy of the model. For those test was created modern set of measuring equipment for

simultaneous assessment of vibration loads on passengers from 3 characteristic areas of the bus salon as well as described method of measurements and statistic processing of results with delimitation of frequency ranges.

The results of those research are the basis for the creating of a new state standard - "Wheeled vehicles.. Test methods and assessment of vibration loads/comfort of passenger traffic".

Key words: bus, suspension, seats, vibration loading, vibration acceleration, ride comfort, smoothness of movement, comfort of movement.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у наукових фахових виданнях України:

1. Бур'ян М.В. Діагностування автотранспортних засобів на засадах використання GPS приймачив / М.В. Бурян, О.Л. Коляса, А.О. Коляса // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. – Випуск 135/2012. – С.173-175.

2. Крайник Л.В. Порівняльний аналіз типів акселерометрів для оцінки реальної характеристики двигуна на базі дорожніх випробувань автомобіля / Л.В. Крайник, М.В. Бурян, О.Л. Коляса // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк 2012. – Випуск № 37. – С. 183-186.

3. Бур'ян М.В. Оцінка плавності руху автобуса методом моделювання в системі matlab/simulink / М.В. Бурян, М.Ф. Боднар // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів: Вісник НУ “ЛП”. – Львів: 2016. – Випуск № 838. – С.115-120.

4. Бур'ян М.В. Комплекс вимірювальної апаратури та оцінка плавності руху автобусів / М.В. Бурян // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк 2016. – Випуск № 55. – С. 49-53.

Стаття у виданні України, яке включено до міжнародної наукометричної баз даних Scopus:

5. Horbay O. Suitable Damping Control Methods for Semi-Active Dynamic Vibration Absorbers / O. Horbay, B. Diveyev, I. Kernytskyu, M. Burian, V. Opalko // Published in: [2019 IEEE 15th International Conference on the Experience of Designing and Application of CAD Systems \(CADSM\)](#). – IEEE, 2019. – P. 46-49

Статті у науковому періодичному виданні іншої держави:

6. Крайник Л.В. Оцінка рівня плавності руху автобуса з умов забезпечення комфорту пасажирів / Л.В. Крайник, М.В. Бур'ян, М.Ф. Боднар // Systemy I Srodki transportu samochodowego. Seria: Transport [Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejda]. – Rzeszow 2016. – № 7. – С. 69-74.

7. Боднар М. Ф. Моделювання роботи підвіски автобуса з урахуванням мікропрофілю дорожнього покриття / М.Ф. Боднар, В. Р. Пасіка, М.В. Бур'ян //

Systemy i Srodki transportu samochodowego. Seria: Transport [Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejda]. – Rzeszow 2017. – № 8. – С. 7-12.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Бур`ян М.В. Перспективи використання засобів супутникової навігації для створення системи адаптивного керування режимами руху автомобіля. / М.В. Бурян, М.Ф. Боднар // Одинадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. (Львів 15–17 травня 2013 р.) – Львів: КІНПАТРИ ЛТД.. – 2013. – С. 103.

9. Крайник Л.В. Плавність руху автобусів, як складова комфортності пасажирських перевезень / Л.В. Крайник, М.В. Бур`ян // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів 24-25 вересня 2015р.) – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка". – 2015. – С. 13-14.

10. Бур`ян М.В. Оцінювання плавності руху автобусів / М.В. Бур`ян // Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. (Львів 28–29 травня 2015р.) – Львів: КІНПАТРИ ЛТД.. – 2015. – С. 135.

11. Боднар М.Ф. Оцінка плавності руху автобусів з умови вібронавантажень на пасажирів / М.Ф. Боднар, М.В. Бур`ян // Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту: Тези доповідей. (Вінниця 19-21 жовтня) – Вінниця: ВНТУ. – 2015. – С. 55-57.

12. Бур`ян М.В. Методика та результати дорожніх випробувань автобуса з умов оцінки плавності руху – комфортності перевезення пасажирів / М.В. Бур`ян, Л.В. Крайник // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів 17-18 березня 2016р.). – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка" 2016. – С. 11.

13. Бур`ян М.В. Математична модель оцінки вібронавантаженості пасажирських сидінь автобусів та її реалізація засобами програмного забезпечення на ПК / М.В. Бур`ян, М.Ф. Боднар // Автобусобудування та пасажирські перевезення

в Україні: матеріали II Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів 17-18 березня 2016р.). – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка" 2016. – С. 20-21.

14. Бур`ян М.В. Оцінка адекватності моделювання роботи підвіски автобуса у порівнянні з даними експериментальних випробувань / М.В. Бур`ян, М.Ф. Боднар, М.О. Щокін // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали III Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів 22-23 лютого 2018р.). – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка" 2018. – С. 40-41.

15. Бур`ян М.В. Порівняльна оцінка якостей ресорної та пневморесорної підвісок на автобусі середнього класу / М.В. Бур`ян, Ю. І. Войчишин // Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: матеріали III Всеукраїнської науково-практичної конференції (Львів 22-23 лютого 2018р.). – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка" 2018. – С. 38-39.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	11
РОЗДІЛ I. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА НОРМАТИВНИХ ВИМОГ. ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ.....	17
1.1. Дослідження плавності руху автомобілів і автобусів.....	17
1.2. Огляд пасивних та керованих систем підресорювання АТЗ.....	26
1.3. Аналіз нормативних документів щодо плавності руху та вібронавантаженості АТЗ.....	34
1.4. Віброзахисні системи для розрахункових моделей «людина- сидіння»..	43
1.5. Висновки до першого розділу.....	46
Розділ 2. МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ «ПАСАЖИР-АВТОБУС» ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАСАЖИРА	48
2.1. Формування моделі коливної системи «пасажир-автобус» з багато- канальністю входів від нерівностей дорожнього покриття.....	48
2.2. Просторове моделювання вібронавантаженості пасажирських сидінь дво- і тривісних автобусів.....	58
2.3. Ітераційний метод визначення центру ваги дво- і трьохвісного автобуса.....	64
2.4. Формування вхідного збурення від мікропрофілю дорожнього покриття.....	73
2.5. Висновки до другого розділу.....	77
Розділ 3. ОЦІНКА ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ ВОДІЯ ТА ПАСАЖИРІВ В САЛОНІ АВТОБУСА МЕТОДОМ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	79
3.1. Формування імітаційної моделі руху автобуса по дорозі заданного мікропрофілю.....	79
3.2. Алгоритм оцінки потоку вихідних даних від імітаційної моделі.....	88
3.3. Дослідження вібронавантаженості в салоні приміського автобуса середнього класу ТУР А407.....	100

3.4. Висновки до третього розділу.....	111
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ ОПРАЦЬОВАНИХ МЕТОДИК.....	113
4.1. Методика дорожніх випробувань автобусів II і III класів на вібронаванта-женість водія та пасажирів.....	113
4.2. Постановка експериментальних випробувань.....	118
4.3. Аналіз результатів експериментальних випробувань.....	125
4.4. Співставлення результатів імітаційного моделювання з даними натурних випробувань.....	128
4.5. Висновки до четвертого розділу.....	129
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	130
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	132

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Дослідження щодо забезпечення необхідної плавності руху автомобілів/автобусів (в плані мінімізації вертикальних прискорень та вібрацій, що діють на водія і пасажирів під час руху) фактично беруть свій початок від основ проектування підвісок автомобіля, однак тільки з другої половини 1940-х р.р. знайшли своє відображення у відокремленні, як окремого розділу в теорії руху автомобіля [1, 2].

Як для колишнього СРСР, так і сучасної України та країн СНД з недостатньо розвинутою мережею автомобільних доріг 1 категорії та пріоритетом розвитку пасажирських перевезень власне громадським транспортом актуальність певного рівня комфортності перевезень стала особливо актуальною з кінця 1950-х р.р. та знайшла своє відображення насамперед у роботах, посвячених теоретичним основам і практичні розрахунки підвісок автомобілів і автобусів, в т.ч. і окремих, спеціалізованих наукових семінарів головного науково-дослідного інституту галузі – НАМИ [3 – 7 та інш.]. Поява і розвиток пневматичних та гідروпневматичних підвісок зумовив і відповідну інтенсифікацію досліджень у цій сфері у країнах Західної Європи [8 – 10 і інш.].

За результатами цих досліджень, починаючи з 1960-х р.р. (у Західній Європі) та 1970-х р.р. (у СРСР) появились перші нормативні вимоги, що регламентували рівень вібронанавантажень/вертикальних прискорень на тіло водія/пасажирів, що детальніше розглянуті нижче. У СРСР ця нормативна база була розмежована на 2 рівні – щодо регламентування навантажень на водія (з умов плавності руху) через так зв. санітарні норми і правила [11], щодо пасажирів автобусів/автомобілів – через так зв. галузеві стандарти і нормалі [12 – 13]. Державні санітарні норми щодо допустимого рівня вібронанавантажень на водія зберегли свою чинність і в Україні (та отримали подальший розвиток у плані гармонізації з міжнародною системою стандартів ISO [14, 15]). Галузева нормативна база колишнього СРСР щодо норм плавності руху і методів експериментальної оцінки стосовно пасажирів колісних транспортних засобів (КТЗ) втратила свою чинність і фактично на даний час нормативно не регламентується взагалі.

Практично відсутність законодавчих нормативних вимог щодо плавності руху автобусів (КТЗ категорій М2, М3) обумовлює навіть певний регрес вітчизняного автобусобудування навіть у порівнянні з 1970-80 роками часів СРСР, так як не стимулює розробників/виробників до впровадження більш дорожніх, але відчутно комфортніших пневматичних та пневморесорних підвісок у домінуючих наразі в громадському транспорті України класах малих та середніх автобусів, а також не зумовлює відповідності конструктивної зміни щодо доопрацювання/переробки класичних ресорних підвісок від вантажних шасі категорії N2 з умов забезпечення відповідної плавності/комфорту руху на базі яких здійснюється виробництво автобусів малого та середнього класів. (Як це було в т.ч. і у СРСР з середніми автобусами ЛАЗ695, що базувались на агрегатній базі вантажівок ЗиЛ130, однак з ґрунтованою переробкою власне підвісок і переходом на ресорно-пружинні конструкції).

Разом з тим механічне перенесення/дублювання колишньої галузевої нормативної бази СРСР [12,13] в сучасних умовах є недоцільним, враховуючи появу з кінця 1990-х р.р. цілого ряду міжнародних стандартів ISO у сфері вібрації та впливу її на людину [14,18], гармонізація з якими національної нормативної бази вже розпочата. При цьому однак слід зазначити відсутність єдиної міжнародної нормативної бази стосовно вимог щодо допустимого рівня вібронавантажень власне на пасажирів автобусів.

Таким чином очевидна актуальність та практична значимість проведення дослідження у цій сфері, що дозволило б сформулювати і відповідну законодавчу нормативну базу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до наукової держбюджетної тематики кафедри автомобілебудування Національного університету «Львівська політехніка» – «Дослідження робочих процесів та оптимізація конструкцій автотранспортних засобів» (держреєстрація №0107UOO1683) в рамках концепції розвитку автомобілебудування в Україні, затвердженої розпорядженням КМУ №452-р від

03.08.2006р. та тематики держбюджетних робіт ВАТ «Укравтобуспром» з розробки та оновлення національної нормативної бази.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є покращення плавності руху – комфортності пасажирських перевезень автобусами громадського транспорту через розробку методики цілісної оцінки взаємозв'язку показників плавності руху (насамперед вертикальних прискорень, що діють на пасажирів) з характеристиками мікропрофілю дороги, підвіски та сидінь. Відповідно й опрацювання методичних засад проекту національного стандарту у цій сфері.

Для досягнення мети поставлені наступні завдання:

- огляд і аналіз існуючої зарубіжної та національної нормативної бази у сфері дії вібронавантажень/вертикальних прискорень на організм людини;
- обґрунтування порогових/гранично допустимих рівнів вібро-навантаженості на пасажирів у залежності від середньої тривалості поїздки/типу перевезень (міських, міжміських і т.д.);
- розробка математичної моделі і дослідження вібронавантажень пасажирів в салоні автобусів у взаємозв'язку з різними типами і характеристиками підвіски, методами комп'ютерного моделювання;
- проведення дорожніх випробувань та експлуатаційна оцінка плавності руху автобусів і адекватності опрацьованої комп'ютерної моделі;
- розробка проекту національної нормативної бази щодо комфортності пасажирських перевезень стосовно плавності руху;
- опрацювання рекомендацій щодо підбору необхідних характеристик і конструктивних параметрів підвіски для різних класів автобусів.

Об'єкт дослідження – динаміка вертикальних прискорень, що діють на пасажирів автобусів різних класів у взаємозв'язку з характеристиками підвіски і умов руху.

Предметом роботи є дослідження плавності руху автобусів з умов достатнього рівня комфортності перевезення пасажирів на маршрутах міжміського сполучення.

Методи дослідження. Для розв'язку поставлених задач застосовувались методи чисельного інтегрування та спектральної теорії, методи статистичної оцінки адекватності й точності експериментальних досліджень, вдосконалені методи проведення дорожніх випробувань і опрацювання результатів. Реалізація чисельних розрахунків виконувалась у програмному середовищі MATLAB Simulink

Наукова новизна отриманих результатів дослідження

- вперше опрацьовано методика суміщення характеристик ресор та пневмоелемента пневморесорної підвіски з умов забезпечення кращої плавності руху для типового мікропрофілю автодоріг з твердим покриттям;

- вперше сформовано гранично допустимі (порогові) значення вертикальних віброприскорень для пасажирів залежно від частоти коливань та тривалості дії з розмежуванням щодо міського, приміського (місцевого) та міжміського сполучень та опосередкованих значень тривалості поїздки, що гармонізовані з нормами міжнародного стандарту ISO 2631-1;

- вдосконалено та реалізовано в програмному середовищі MATLAB Simulink математичну модель динаміки коливань автобуса стосовно вертикальних прискорень, що діють на пасажирів, які сидять та стоять у різних місцях салону, у взаємозв'язку з характеристиками підвіски, шин, сидінь та умовами руху, яка, на відміну від існуючих, дозволяє проводити імітаційні дослідження з урахуванням типового мікропрофілю дорожнього покриття;

- вдосконалено та отримано кількісну оцінку впливу типу і характеристик підвіски та пасажирських сидінь автобуса на показники плавності руху, комфортності перевезень та опрацьовано методи параметричної оптимізації підвіски і сидінь для автобусів різних класів.

Практичне значення результатів дослідження. Проведені на конкретних моделях автобусів дослідження дозволили:

- сформулювати проект національного стандарту – ДСТУ «Колісні транспортні засоби. Плавність руху. Методи проведення випробувань і оцінка комфортності пасажирських перевезень» з кількісною оцінкою вимог для різних класів автобусів в

рамках загальних рекомендацій ISO щодо допустимих рівнів і тривалості дії вібрацій на організм людини;

- опрацювати методикау оптимізаційного розрахунку необхідних характеристик і конструктивних параметрів підвіски та сидінь автобусів різних класів цільового призначення з умов забезпечення необхідного рівня плавності/комфортності руху.

Опрацьовані в даній роботі методики і результати прийняті та використовуються у дослідно-конструкторських роботах ВАТ «Укравтобуспром» (зокрема автобусів ТУР А407, А303, А097) та практиці дорожніх випробувань ТОВ «Укравтотест».

Особистий внесок здобувача. Основні результати, рекомендації та висновки, що наведені у дисертаційній роботі, отримані автором самостійно та опубліковані у фахових виданнях, зареєстрованих МОН України, та у двох зарубіжних виданнях. Серед них і аналізи наукових публікацій та зарубіжних нормативних баз, опрацювання математичної моделі та її реалізації в програмному середовищі MATLAB Simulink, виконання теоретичних досліджень та експериментальної оцінки адекватності, аналіз та інтерпретація отриманих результатів. В опублікованих у співавторстві наукових працях дисертанту належать: методика використання засобів супутникової навігації для додаткового контролю швидкісних режимів при дослідженнях руху автомобілів/ автобусів [1, 2]; оцінка взаємозв'язку вібронавантажень на пасажирів і комфортності перевезень [6, 7, 9-11]; обґрунтування вибору середовища імітаційного моделювання вібронавантажень, що діють на пасажирів та водія автобуса під час його руху [3, 13]; реалізація моделювання мікропрофілю дорожнього покриття в середовищі MATLAB Simulink [7]; розробка алгоритму експериментальних досліджень плавності руху автобусів [12]; розробка комплексу вимірювальної апаратури [8, 12]; опрацювання результатів імітаційного моделювання та натурних випробувань [5, 12, 14, 15].

Апробація результатів роботи. Основні результати роботи доповідались на міжнародних і всеукраїнських конференціях: XV Міжнародній науково-практичній конференції «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (м. Севастополь,

10-17 вересня 2012 р.); II Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 30 травня – 3 червня 2012 р.); Одинадцятomu міжнародному симпозиумі українських інженерів механіків у Львові (Львів, 15-17 травня 2013 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, 24-25 вересня 2015 р.); Дванадцятomu міжнародному симпозиумі українських інженерів механіків у Львові (Львів, 28-29 травня 2015 р.); VIII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця, 19-21 жовтня 2015 р.); IV Міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 6-10 червня 2016 р.); II Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, 17-18 березня 2016 р.); XXVII Międzynarodowa Konferencja nt. "Systemy i środki transportu samochodowego" (m. Rzeszow, 14–17 września 2016 r.); XXVIII Międzynarodowa Konferencja nt. "Systemy i środki transportu samochodowego" (m. Rzeszow, 20-23 września 2017 r.); III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, 22-23 лютого 2018 р.); 15th International Conference on the Experience of Designing and Application of CAD Systems (CADSM) (Polyana-Svalyava (Zakarpattya), Ukraine, February 26 – March 2, 2019)

Публікації. Основні результати опубліковано у 15 наукових працях, у тому числі 4 статті у фахових виданнях МОН України, 2 статті у закордонному виданні, в 9 тезах доповідей на всеукраїнських і міжнародних конференціях.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, який налічує 124 найменування та додатків. Обсяг роботи становить 133 сторінки основного тексту, 13 таблиць, 56 рисунки, 2 додатки.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА НОРМАТИВНИХ ВИМОГ. ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ

1.1. Дослідження плавності руху автомобілів і автобусів.

Плавність руху автомобіля, що характеризується впливом коливань і вібрацій кузова на організм водія і пасажирів, починаючи вже з 1970-х років є важливою складовою комфортності руху, що відображена і у відповідній законодавчій нормативній базі, у т.ч. санітарних норм, систем стандартів безпеки праці, як для прикладу ГОСТи [1-2] ОСТи [3-5], ДСТУ [6], ISO [7], EN [8], FSSM [9]. З точки зору теорії руху автомобіля/автобуса проблемним було опрацювання критеріїв плавності руху – оціночних показників впливу коливань і вібрацій на організм людини з квантифікацією відповідних порогових, гранично допустимих рівнів з розмежуванням останніх за тривалістю та частотою коливань/вібрацій. Звично, що опрацюванням таких оціночних показників та відповідних порогових рівнів почали займатись ще до формування відповідної нормативної бази – так звані «фізіологічні» критерії плавності ходу - як автомобілісти [10], так і медики [11]. Паралельно проводилися теоретичні дослідження впливу вібрації на тіло людини при їзді і на автомобілі [12]. У цей час вже почали ставитися до плавності ходу і експлуатаційні вимоги [13].

Плавність ходу є однією з визначальних експлуатаційних характеристик і є більш значимою у порівнянні до інших складових комфортності руху пов'язаних з мікрокліматом у салоні, легкістю управління, ергономікою і розміщенням сидінь, шумністю руху, тощо.

У перших наукових дослідженнях плавність руху була сформульована ще у 1930-х роках і на теренах СРСР означалася як «мягкість» (мягкость) ходу, у німецьких дослідженнях, як «коливний комфорт» (Schwingungskomfort), а в англійських дослідженнях – як «вібрації автомобіля/руху» (vibration), або ж пізніше як «їздовий вібраційний комфорт» (ride vibration comfort). Власне коливання з частотою до 15-20 Гц і прийнято у радянській та вітчизняній літературі визначати власне як коливання, з більш високою частотою до 80Гц- вібрації.

Ще у кінці 1940-х Д.В. Гольфгатом було дано аналітичне визначення плавності ходу автомобілів [15] і визначено способи оцінки їх плавності ходу автомобілей [16]. Однак, формування визначення плавності руху автомобіля, практично найбільш розповсюджене і загальноприйняте у СРСР, представлено проф. Ротенбергом Р.В. – «Плавність ходу, це властивість автомобіля, що характеризує здатність тривалого руху в інтервалі експлуатаційних швидкостей без неприємних відчуттів і швидкої втоми людей або пошкодженням перевозимого вантажу, обумовлених коливаннями автомобіля» [16]. Без суттєвих змін це визначення трактовано у редакції Я.М. Певзнера [17].

В сучасних дослідженнях у РФ плавність руху визначається дещо інакше – з акцентом уже на перевищення встановлених норм вібронавантажень – «Плавність руху – експлуатаційна властивість автомобіля, що характеризує його здатність рухатись в інтервалі експлуатаційних швидкостей без перевищення встановлених норм вібронавантаження водія, пасажирів, вантажів і складових частин конструкції» [18]. Нормативне визначення плавності руху автомобілів з часів СРСР (що залишились чинним і у оновленій нормативній базі РФ) [2] – «Під плавністю ходу автомобіля слід розуміти його властивість забезпечувати віброзахист водія, пасажирів, вантажів, що перевозяться і агрегатів ТЗ від вібрацій, що виникають при його русі».

Очевидно, що дослідження з умов забезпечення певного рівня плавності руху автомобілів беруть свій початок ще з 1930 –х р.р. – епохи становлення теорії руху автомобіля як науки – власне як теоретичних засад вибору характеристик та конструктивних параметрів підвіски, як визначального чинника власне забезпеченням плавності – комфортності руху.

Останнє, однак з умов власне розрахунку пружних та демпфуючих характеристик підвіски обумовлює і відповідну кількісну оцінку впливу вібронавантажень/коливань автомобіля на організм людини, перші дослідження чого відносяться ще до періоду середини 1930-х р.р. [19].

Практично у відомих дослідженнях власне у цій сфері можна виділити декілька етапів. Зокрема для періоду кінця 1940-х – 1950 х р.р. в основу оцінки

комфортності/плавності руху автомобіля (і засад проектування – розрахунку відповідних характеристик автомобіля) було покладено забезпечення допустимої комфортної частоти коливань n_k при певних обмеженнях амплітуда коливань до 35-40 мм, що пов'язано з умовами амортизування вертикальних коливань організмом людини. При цьому розрахунок пружних і демпфуючих характеристик підвіски базувався на забезпеченні комфортної частоти коливань n_k для заданого типу дорожнього покриття і типового діапазону швидкості руху в межах $n_k = 1,2 - 2,0$ Гц, що відповідало звиклій частоті коливань тіла людини при ходьбі зі швидкістю в межах 3,0 – 5,0 км/год [11]. Тобто акцент робився, очевидно і в силу обмежених можливостей аналітичних методів розрахунку та експериментальної оцінки, власне на коливання підресорених мас – з відповідним підбором і пружно-демпфуючих характеристик підвіски. Для кількісної оцінки впливу коливань на організм людини для періоду 1950-х р.р. використовувалась як критерій так зв. потужність коливань [20]:

$$\xi = 10 \lg \frac{E}{E_o} \quad (1.1)$$

де E – питома потужність (приведена до одиниці маси) вільних коливань автомобіля; E_o – питома потужність коливань на межі їхнього відчуття.

Орієнтовною шкалою оцінки плавності руху було визначено, що межею відчуття коливань $\xi = 0...10$ (в долях), допустимий діапазон $\xi = 20...40$, гранично допустимі, порогові значення $\xi = 50...60$.

Поряд з тим уже з 1950-х р.р. і особливо на початку 1960-х р.р. у дослідженнях появились пропозиції використання як оціночних критеріїв плавності руху інших показників, що обумовлено було як необхідністю врахування впливу високочастотних коливань – вібрації, так і розвитком математичних методів та цифрової і обчислювальної техніки – комп'ютерів, а також відповідної вимірювальної техніки. Суттєвим поштовхом для цих досліджень стала і

промислова реалізація пневматичних та гідропневматичних підвісок з можливістю автоматичного регулювання жорсткості пружних елементів підвіски у процесі руху.

В СРСР зокрема слід визначити пропозицію проф. Ротенберга Р.В. щодо оцінки плавності руху на базі вертикальних прискорень, що передаються під час руху на тіло людини [11, 16, 21], що знайшла своє відображення і у об'ємній роботі – дослідженню проф. М.М. Яценка [22].

При цьому було визначено порогові значення як вертикальних Z_c , так і поздовжніх X_c та поперечних Y_c прискорень для тіла людини з умов:

- межі комфорту:

$$Z_c \leq 0,1g; X_c \leq 0,06 g; Y_c \leq 0,05 g \quad (1.2)$$

- межі зручності їзди:

$$Z_c \leq 0,25 g; X_c \leq 0,1 g; Y_c \leq 0,07 g \quad (1.3)$$

- гранично допустимі n при нетривалій дії:

$$Z_c \leq 0,40 g; X_c \leq 0,20 g; Y_c \leq 0,10 g \quad (1.4)$$

Дані значення базувались на розвитку теорії оцінки плавності руху у співставленні з вищезгаданими режимами повільної та звичної пішої ходи людини, бігу з невеликою швидкістю 8 – 9 км/год. Фактично це інтервал частот коливань у діапазоні 1,2 – 2,8 Гц, при цьому знову ж таки акцент зроблено власне на низькочастотні коливання, вплив вібрацій (високочастотних коливань) практично не враховувався.

Дещо раніше у 1961 р. дослідження у ФРН зумовили практично за тим же, дещо розширеним підходом, формування норм об'єднання німецьких інженерів (VDI) щодо оцінки впливу коливань і вібрацій на організм людини (в т.ч. і в автомобілі, як джерела механічних коливань) [23]. При цьому, на відміну від робіт у

СРСР, враховано і оцінку впливу високочастотних коливань – вібрацій. На відміну від низькочастотних коливань у зоні частот 0,5 – 5 Гц, оцінка яких базується знову ж таки на величині вертикальних прискорень Z_c , оцінка високочастотних коливань – вібрацій у зоні частот 15-80 Гц базується на величині швидкості вертикальних прискорень Z_c . Зону частот 5-15Гц визначено як перехідну. Суб’єктивне сприйняття плавності ходу запропоновано оцінювати так зв. коефіцієнтом плавності ходу K , що визначається через амплітудні прискорення Z або середні квадратичні Z_{ck} :

$$K = \frac{12,5}{\sqrt{1+0,01n_v^2}} Z = \frac{18}{\sqrt{1+0,01n_v^2}} Z_{ck} = k_\theta Z_{ck} \quad (1.5)$$

де n_v – частота коливань в Гц; Z - прискорення, м/с²;

При цьому для тривалої їзди автомобіля допустимим є діапазон значень $K=10 \div 25$, а верхньою допустимою межею для короткочасової їзди – $K=25 \div 63$.

Враховуючи, що для коливань/вібрацій автомобіля характерним є власне випадковий (а не гармонійний як здебільшого на робочих місцях у промисловості) характер, у конкретних дослідженнях стосовно автомобілів використано спектральний діапазон коливань з узагальненням K як:

$$K = \sqrt{\sum_{i=1}^n K_i^2} \quad (1.6)$$

де K_i – часткові коефіцієнти, що визначені для кожної з i -ї складової випадкової функції.

Слід зазначити, що серед значимих для цього періоду – 1960-х р.р. - досліджень впливу підбору-розрахунку характеристик підвіски вантажних автомобілів є роботи М.Mitschke [24, 25] і D. Dieckmann [26] і A.Radke [23] [27].

Практично з початку 1960-х р.р. і розвитком електронних цифрових і аналогових машин можна констатувати становлення теоретичних засад плавності руху А.І. Гришкевича [28], досліджень і параметричної оптимізації підвіски автомобіля [29], в т.ч. і багатовісних [30]. Практично це співпало і з початком

розробок та промислового виробництва пневматичних підвісок автобусів, що потенційно забезпечують відчутно кращу (в т.ч. суб'єктивну) плавність ходу – комфортності руху [31-33]. В СРСР значну роль у розвитку теорії і проблеми розробки підвісок автомобілів в цей період зіграв регулярний щорічний семінар по підвісках автомобіля НАМІ, де фактично були апробовані основні дослідження у цій сфері [28, 30, 34] та підібрані матеріали дисертацій Р.А. Акопяна, А.Д. Дербаремдікера, А.А. Мельникова, А.Н. Островцева, Я.М. Певзнера, Р.В. Ротенберга, А.А. Силаєва, Г.А. Смірнова, А.А. Хачатурова і інших визначних науковців цього напрямку досліджень. Слід окремо виділити, що під керівництвом А.А. Хачатурова проводилась оптимізація вибору жорсткості ресор за умови обмеження динамічного ходу підвіски [36], визначення оптимальних передавальних функцій вторинного підресорювання мас в кузові транспортних [37], виведено рівняння коливань автомобіля з врахуванням податливості несучої системи автомобіля [38] та ін.

З 1960-х р.р. у Львові у тодішньому всесоюзному КБ по автобусах (ВКЕІ-Автобуспром, зараз Укравтобуспром) та «Львівській політехніці» під розробки для Лікінського та Львівського автобусних заводів було сформовано школу по проектуванню та дослідженню пневматичних систем підресорювання автобусів, яку очолив Р.А. Акопян [33, 39-41]. Питанням комфортабельності руху автобусів займалися М.Ф. Боднар, Л.В. Крайник, В.В. Макаров, Б.І. Мицик, М.Д. Палюх і ін. [40, 42]. Розробляються пропозиції щодо нормативної частини ДСТУ по комфортабельності їзди колісних АТЗ [43, 44]. Дослідженню вертикальних коливань дволанкового автовоза присвячена дисертаційна робота Житенка О.В., експериментальна частина якої виконувалася у ВАТ «Укравтобуспром».

Для періоду 1970-80-х років, окрім вибору оптимальних параметрів підвіски, є характерним системний підхід до оцінки якості підресорювання, захищаються ряд кандидатських дисертацій, одна з яких є по дослідженню системи підресорювання з врахуванням умов експлуатації і впливу його коливань на швидкість руху [45-47]. Особливістю цього періоду досліджень є розширення вивчення питання плавності ходу не тільки на АТЗ на колісному ході, а і гусеничних машин. Прикладом цього є

дисертаційна робота по плавності ходу гусеничного сільськогосподарського трактора класу 3 з гідромеханічною трансмісією [48].

Попри початок більш масового використання компютерів, що дало змогу розв'язувати задачі з більшою кількістю вхідних параметрів [49], у 90-х змінюється дещо підхід до плавності ходу і розробляються нові методи її оцінки [50-52] та захищаються дисертації по вібрації і динамічній навантаженості конструкцій колісних машин, ефективності гідропневматичних підвісок [53-54]. На початку 00-х тематика дисертаційних досліджень направлена на підвищення ефективності роботи пружних і демфуючих елементів систем підресорювання колісних машин [55], використання підвіски з релаксаційним гідро амортизатором [56], вибору параметрів пневматичних і гідравлічних систем виброізоляції з межкамерними елементами гасіння вібрації [57], нелінійних віброзахисних систем автомобіля [58] і публікуються результати наукових досліджень, пов'язаних з показниками плавності ходу автомобіля [59-65] і автобусів [66-70]. Хоча перші дослідження плавності ходу для автобусів ЛАЗ проводилися у середині 1960-х [71] зацікавленість до вивчення цього питання у виробників автобусів є постійною [72-73]. Як приклад сучасних досліджень більш детально розглянемо аналіз плавності руху автобусів МАЗ [73].

Аналіз результатів дослідження коливань передньої частини кузова автобуса МАЗ при різній жорсткості передньої підвіски і постійному коефіцієнті демпфування (рис. 1.1) показує, що зі зменшенням жорсткості пружних елементів передньої підвіски зменшується амплітуда середньоквадратичних прискорень і одночасно зменшується резонансна частота як в області низькочастотного, так і в області високочастотного резонансу. Зниження жорсткості передньої підвіски автобуса супроводжується більш швидким зростанням переміщень невідресорених мас в області високочастотного резонансу.

Отже, поліпшується плавність ходу, так як помітно знижуються середньоквадратичне прискорення передньої частини автобуса, а також переміщення передньої частини кузова. Однак зниження жорсткості передньої підвіски несприятливо впливає на переміщення невідресорених мас в області

високочастотного резонансу, що може погіршити стійкість руху автобуса і його керованість.

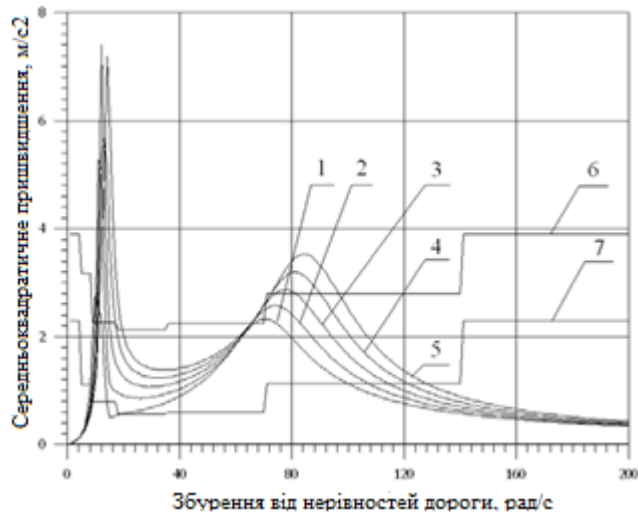


Рисунок 1.1 – Залежність коливань підресореною маси автобуса над переднім мостом від жорсткості передньої підвіски при постійному демпфуванні в підвісці [73];

1 - $c_p = 600000$ Н / м; 2 - $c_p = 900000$ Н / м; 3 - $c_p = 1200000$ Н / м; 4 - $c_p = 1500000$ Н / м; 5 - $c_p = 1800000$ Н / м; 6 - нормативна крива при 1 годині впливу; 7 - нормативна крива при 8 годинному впливі; $k_p = 16000$ Н.С / м



Рисунок 1.2 – Залежність середньоквадратичних прискорень підресореної маси автобуса над переднім мостом в залежності від збурення при різній жорсткості і постійному демпфуванні передньої підвіски [73]; 1 - $c_p = 600000$ Н / м; 2 - $c_p = 900000$ Н / м; 3 - $c_p = 1200000$ Н / м; 4 - $c_p = 1500000$ Н / м; 5 - $c_p = 1800000$ Н / м; 6 - нормативна крива при 1 годині впливу; 7 - нормативна крива при 8 годинах впливу; $k_p = 16000$ Н.с / м

Таким чином, при короткій нерівності рівній 0,5 м автобус буде перебувати в діапазоні частот 1...17 Гц 2,83 с, при русі по нерівностях довжиною 2 м він буде перебувати в несприятливому діапазоні частот збурень 5,1 с, що цілком прийнятно для водія. Отже, час впливу коливань при резонансних частотах збурення дуже короткочасний і не може позначитися на стомлюваності водія при 8 годинному робочому дні і, тим більше, при русі автобуса за маршрутом протягом 1 години

Оцінка плавності ходу автобуса відповідно до ГОСТ [74-75] і порівняння коливань при різних параметрах передньої підвіски, отримані раніше результати розрахунків на рисунках 1.1 і 1.2, представлені у вигляді ламаних ліній з'єднують точки, ординати яких дорівнюють значенням середньоквадратичних прискорень в октавних смугах, а абсциси - середньгеометричним частотам. На цих же графіках нанесені гранично допустимі прискорення при 8 годинному і 1 годинному впливі.

Розроблена програма для спільного дослідження стійкості і плавності ходу призначена для визначення плавності ходу автобуса і коливань підресореної маси над передньою віссю і непідресореної маси передньої осі для трьохмасової моделі (рис. 1.3).

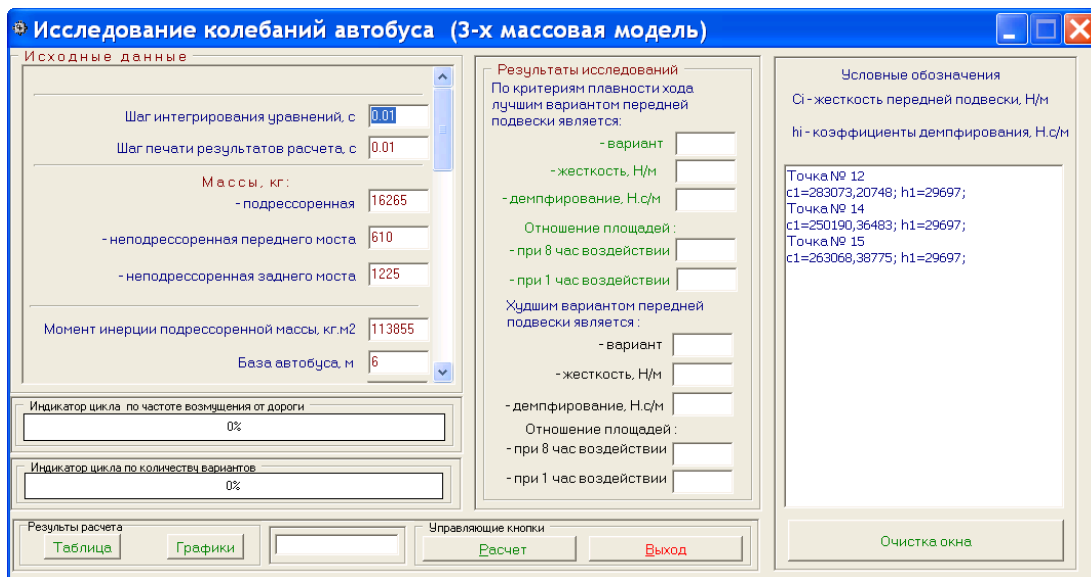


Рисунок 1.3 – Головна форма програми визначення характеристик плавності ходу спільно з урахуванням критерію – стійкість

Співставлення розрахункових середньоквадратических прискорень з допустимими прискореннями, дозволяє судити про плавність ходу автобуса, а також встановити найбільш несприятливі діапазони частот коливань. Для порівняння коливань точки підресореної маси автобуса над переднім мостом при різних параметрах передньої підвіски визначалися за рахунок площі під розрахунковими і нормованими кривими прискорень. Кращим приймався варіант передньої підвіски, у якого площа під кривою прискорень і площею під нормованими кривими при 8-ми годинному і 1-о годинному впливі є меншою.

Оцінка плавності ходу автобуса здійснюється за значеннями середньоквадратичних прискорень, отриманих при різних величинах коефіцієнтів жорсткості і демпфування передньої підвіски, обчислених за програмою «Стійкість», шляхом порівняння з нормативними значеннями середньоквадратичних прискорень при 8 годинному і 1 годині впливу. Так здійснюється компроміс двох критеріїв.

На сучасному етапі досліджень плавності руху автомобілів і автобусів слід відзначити насамперед дослідження, у яких проведено оптимізацію параметрів віброзахисту вантажних автотранспортних засобів за критерієм мінімуму динамічних навантажень, плавність ходу автомобіля підвищеної прохідності з комбінованим керуванням системою підресорювання та дано аналіз віброзахисних систем проєктованих колісних машин з урахуванням комплексного взаємодії підсистем [77-86].

Вітчизняні сучасні дослідження сконцентровані у Харкові – у сфері вібронанавантаженості руху тракторів та бойових машин – проф. Дущенко В.В., проф. Кальченко Б.І. [87, 88] та частково у Києві щодо автопоїздів – проф. Поляков В.М. [89].

1.2. Огляд та аналіз пасивних та керованих систем підвісок КТЗ

Аналіз наукових робіт в області дослідження динаміки наземних транспортних засобів показує, що пасивні системи підресорювання стримують подальше підвищення плавності ходу і як наслідок перешкоджають росту середніх і

максимальних швидкостей їх руху. Це обумовлено суперечливими вимогами до системи підресорювання з боку плавності ходу, керованості і стійкості в широкому спектрі експлуатаційних режимів руху. Одним із шляхів подолання недоліків пасивних систем підресорювання є застосування різних пружних і демпфуючих елементів з керованими характеристиками.

У роботах І.М. Рябова [79], В.В. Новікова [80], К.В. Чернишова [81], А.С. Дьякова [82], А.В. Поздєєва [83], А.В. Похлебїна [84], А.В. Поздорова [77] розглянуті способи підвищення віброзахисних властивостей підвісок різних транспортних засобів шляхом застосування пневматичних, гідропневматичних ресор і гідравлічних амортизаторів з саморегулюючими за рахунок енергії коливань характеристиками. Конструкції запропонованих пружних і демпфуючих елементів дозволяють реалізовувати оптимальні алгоритми керування пружньо-демпфуючими характеристиками з урахуванням так званих зон неефективної роботи пневматичних і гідравлічних демпферів.

Пасивні системи підресорювання мають звичайні пасивні пружні і демпфуючі елементи, характеристики яких інваріантні часовій складовій. Пасивні елементи можуть тільки запасати енергію в деякій частині циклу коливань пружнього елемента або розсіювати її демпфуючим пристроєм. Дані елементи системи підресорювання не використовують зовнішню енергію для своєї роботи. На прикладі лінійної одноопорної двомасової моделі АТЗ, так зв. моделі $\frac{1}{4}$ АТС [77], розрахункова схема якої представлена на рис. 1.4, можна оцінити вплив параметрів коливальної системи, таких як жорсткість пружного елемента c і коефіцієнта гідравлічного опору демпфуючого елемента r на вертикальне прискорення підресореною маси \ddot{z} , деформацію підвіски λ ($\lambda = z - \zeta$) і шини λ_{sh} ($\lambda_{sh} = \zeta - q$).

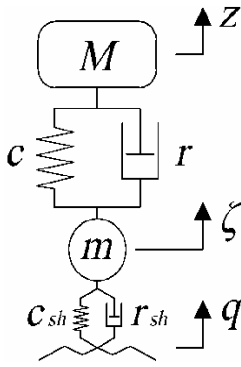
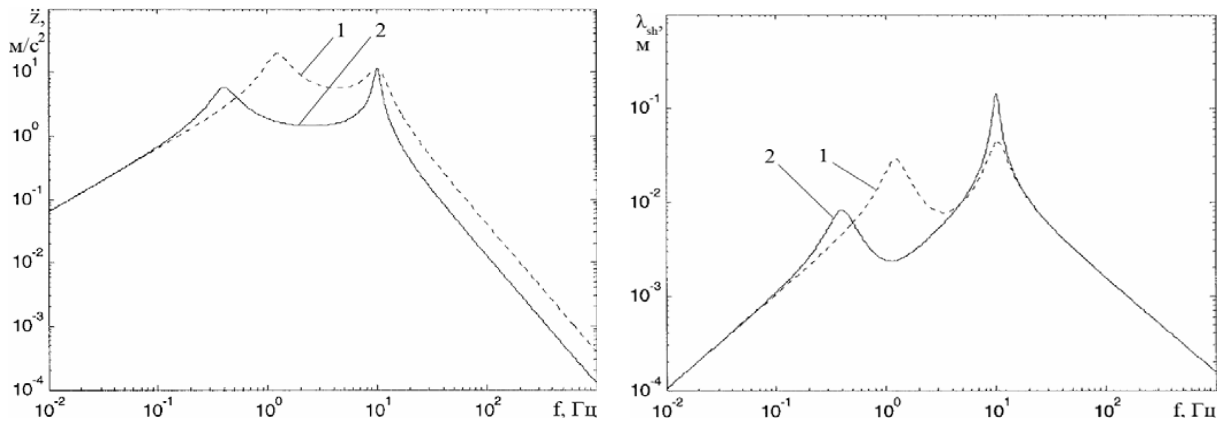


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема лінійної одноопорної двомасової моделі $\frac{1}{4}$ АТЗ: M - маса; m - невідресорена маса; c - жорсткість пружного елемента; r - коефіцієнт гідравлічного опору демпфуючого елемента; c_{sh} , r_{sh} - жорсткість і коефіцієнт опору шини

В даному випадку пружна P і демпфуюча R сили підпорядковуються лінійним законам $P = c\lambda$, $R = r\dot{\lambda}$. За величиною вертикального прискорення \ddot{z} може бути оцінена плавність ходу [86]. При лінійній моделі для оцінки замість нормальної реакції шини може бути використана її деформація λ_{sh} .

Деформацію підвіски λ так само необхідно мінімізувати з метою запобігання "пробоїв", виключення неузгодженості кінематики підвіски і рульового механізму, зменшення поздовжнього і поперечного крену відресореної маси, хоча подібні явища необхідно розглядати на більш складних моделях. Зниження жорсткості пружного елемента c призводить до поліпшення плавності ходу: знижуються резонансна частота і вертикальне прискорення відресореною маси \ddot{z} (рисунок 1.4, а). Зниження жорсткості c в даному випадку відбувалося спільно зі зниженням коефіцієнта гідравлічного опору демпфера r з метою збереження коефіцієнта аперіодичне ψ на колишньому рівні ($\Psi = 0,25$). При цьому збільшується деформація підвіски λ на низьких частотах і в області високочастотного резонансу. Деформація шини λ_{sh} зменшується в області низькочастотного резонансу і в міжрезонансній зоні. В області високочастотного резонансу деформація шини збільшується через зниження демпфування в підвісці і низькою демпфуючою здатністю самої шини (рисунок 1.4, б).



1 - номінальна і 2 - знижена жорсткості ресори

Рисунок 1.5 – АЧХ вертикального прискорення підресореною маси (а) і шини (б) в залежності від жорсткості пружного елемента [86].

Збільшення коефіцієнта гідравлічного опору демпфуючого елемента r ($\psi = 0,5$) робить негативний вплив на плавність ходу: дещо зменшується резонансна амплітуда вертикального прискорення підресореної маси, при цьому відбувається збільшення вертикального прискорення в міжрезонансній зоні (рисунок 5, а). Збільшення r знижує деформацію підвіски λ в області низькочастотного і високочастотного резонансів (рис. 1.5, б). Деформація шини λ_{sh} знижується в області низькочастотного і високочастотного резонансів (рис. 1.3 в). Амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) представлені у роботі R. Rajamani [90].

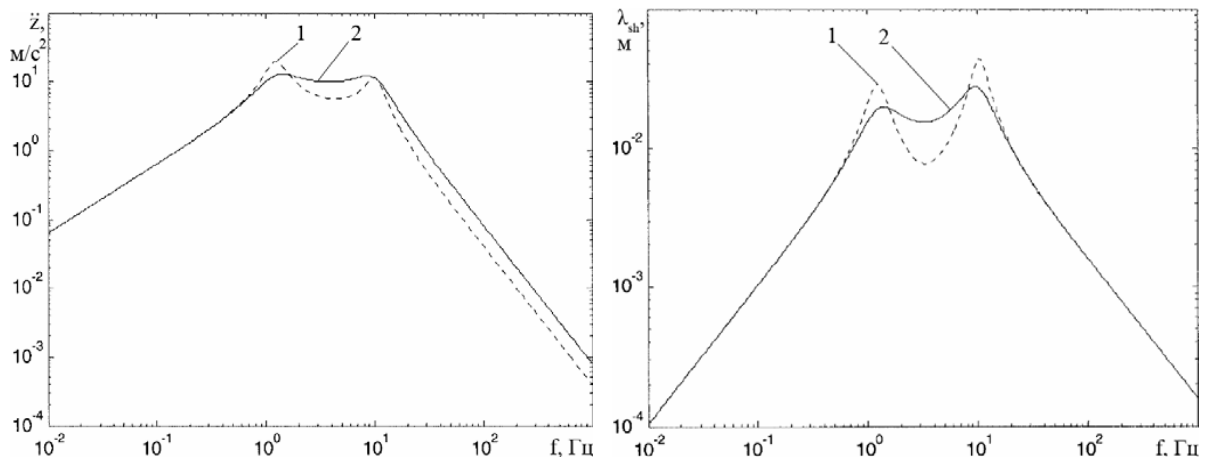


Рисунок 1.5 – АЧХ вертикального прискорення підресореною маси (а), і шини (б) в залежності від опору демпфера [90]. 1 - номінальний і 2 - підвищений опору демпфера

Аналіз моделі $\frac{1}{4}$ АТС (рис. 1.4) показує неможливість одночасної мінімізації \ddot{z} , λ , λ_{sh} в разі пасивної підвіски ($c = \text{const}$, $r = \text{const}$). Поліпшення одного з трьох показників стає можливим за рахунок погіршення двох інших. Таким чином, створення пасивної системи підресорювання, однаково добре забезпечує плавність ходу, керованість і стійкість в різних умовах експлуатації, неможливо.

Даний висновок підтверджує діаграма конфлікту між плавністю ходу і безпекою руху в залежності від значень параметрів лінійної моделі $\frac{1}{4}$ АТЗ (рис. 1.6) [77].

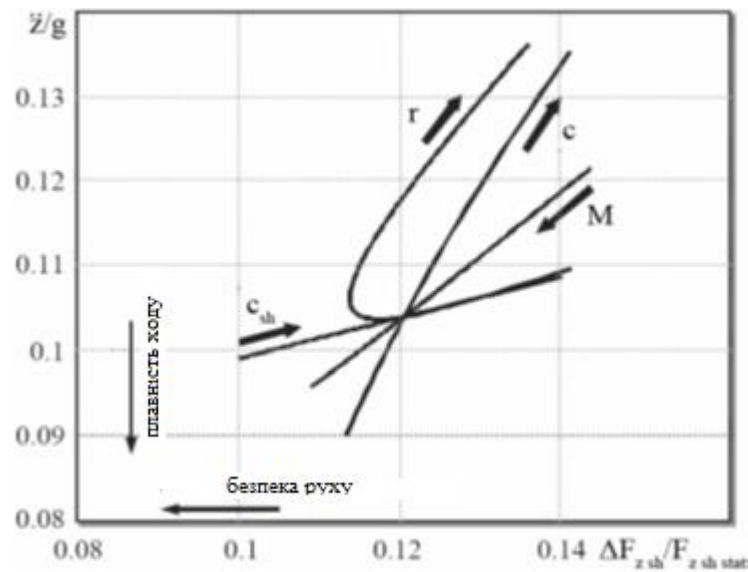


Рисунок 1. 6 – Діаграма конфлікту між плавністю ходу і безпекою руху

Безпека руху в даному випадку асоціюється з керованістю і стійкістю. Мірою плавності ходу тут є ставлення прискорення підресореною маси до прискорення вільного падіння g , а мірою безпеки руху - відношення зміни нормальної реакції шини ΔF_{zsh} до статичної реакції $F_{zshstat}$, що визначає якість її контакту з дорожнім покриттям. Напрямок стрілок вказує збільшення значень параметрів коливної системи і підвищення плавності ходу або безпеки руху. Як видно з діаграми, найкраща ізоляція підресореної маси від збурень з боку дороги може бути досягнута при меншому демпфуванні, однак це сприяє більшому відхиленню деформації шини від статичної величини. Однак найкращий контакт шини з дорогою, може бути, досягнутий при більш високому демпфуванні. Очевидно, що незмінні в процесі

експлуатації АТЗ характеристики пасивної системи підресорювання представляють собою компроміс між плавністю ходу і безпекою руху для будь-яких дорожніх умов. !! де?91-104 Також, наведені в статті І. М. Рябова, К. В. Чернишова та ін. [105] результати розрахункового дослідження одноопорної одномасової коливної системи з двома послідовно встановленими пружньо-демпфуючими елементами, які заперечують ефективність подібних систем підресорювання.

Для дослідження плавності ходу автобуса «МАЗ» [73] при русі по нерівностях дороги використано, в залежності від завдання, дослідження різні розрахункові схеми, які і описують їх механіко математичні моделі: просторові і плоскі. Однак в практиці дослідження коливань двохосьових автомобілів найбільшого поширення набули плоскі розрахункові схеми: трьохмасові і двомасові, що дозволяють отримати достатню для практики інформацію про коливання підресорених і непідресорених мас, що дозволяє отримати дані про плавність ходу.

Було проведено порівняння результатів дослідження коливань підресореною і непідресореною маси передньої і задньої частин автобуса отриманих на трьохмасової і двомасової математичних моделях. Результати розрахунків переміщення підресореною маси передньої частини автобуса, прискорення підресореною маси передньої частини автобуса, переміщення непідресореною маси задньої частини автобуса, прискорення непідресореною маси задньої частини автобуса з різних механіко-математичним моделям для деяких параметрів передньої і задньої частин автобуса співпали повністю. Розбіжність інших результатів розрахунків чотирьох спостережуваних параметрів по трьохмасовій і двомасовій моделям склало від 33% до 40%.

В результаті, для перевірки плавності ходу автобуса з вибраними параметрами підвіски, за критеріями відсутності коливань керованих коліс, забезпечення стійкості руху і керованості використовувалася трьохмасова механіко-математична модель (рис. 1.7), що володіє рядом переваг перед двомасовою.

У зв'язку з тим, що умовами руху АТС, такими як швидкість руху, величина підресореною маси, стан дорожнього покриття, а також режимами руху властиво

змінюватися, в автомобілях з пасивною системою підресорювання параметри її налаштування вибираються виходячи із середньостатистичних умов експлуатації. Таким чином, пасивна система підресорювання - це завжди компроміс між плавністю ходу і безпекою руху, причому не завжди оптимальний, що викликає необхідність використання на АТЗ підвісок з керованими за різними принципами характеристиками.

Очевидно, що підвіска, оптимізована по всьому діапазону умов експлуатації автомобіля, виявляється не оптимальною в кожній з конкретних поточних дорожніх ситуацій, що відрізняються від розрахункової [77].

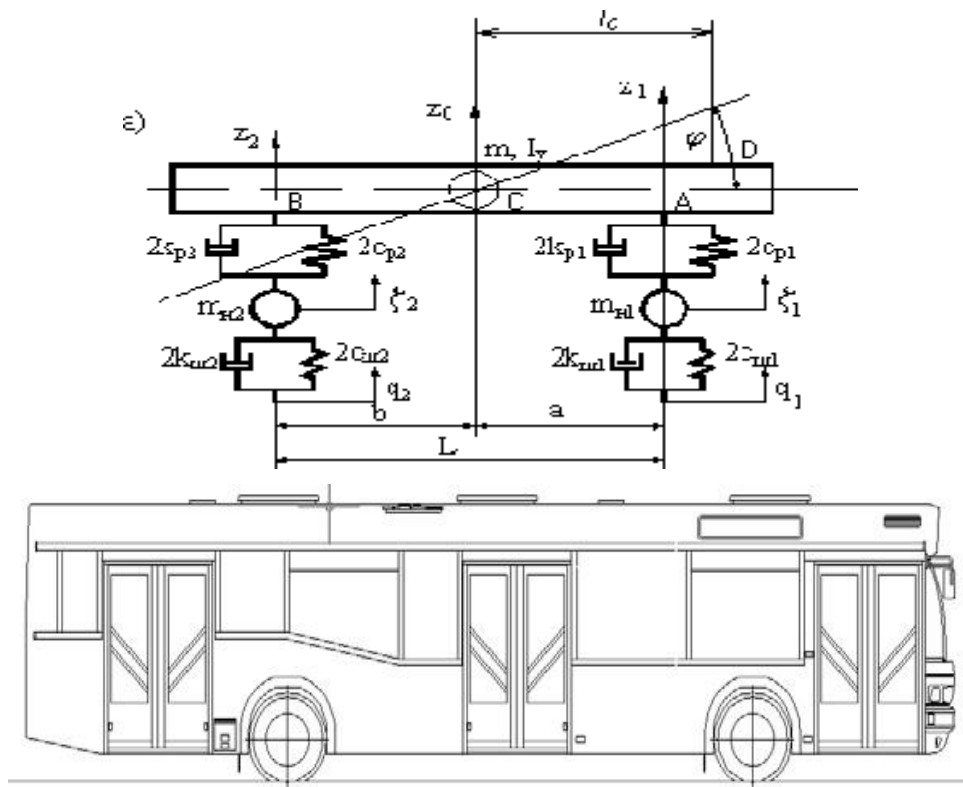


Рисунок 1.7– Трьохмасова розрахункова схема (а), що застосовується при аналізі плавності ходу автобуса «МАЗ» без урахування водія в роботі [73]

Необхідно також враховувати, що крім кінематичного обурення з сторони дороги на підресорену масу АТЗ діє динамічна складова, що виникає при русі з боковим і поздовжнім прискоренням. При цьому потрібно забезпечення динамічної стабілізації підресореної маси автомобіля, тобто стійкості, для чого пружні і

демпфуючі характеристики пасивної системи підресорювання повинні бути досить жорсткими [90].

Виходячи з вище викладеного, можна виділити недолік, властивий пасивним системам підресорювання, а саме нездатність пристосовуватися до умов руху, які безперервно змінюються; неможливість розв'язання конфлікту вимог до підвіски з боку плавності ходу, керованості і стійкості руху.

Існують різні варіанти класифікацій керованих систем підресорювання. Адаптивні системи підресорювання дозволяють змінювати жорсткість пружних і (або) опір демпфуючих [91] елементів між декількома дискретними рівнями у відповідь на зміну умов руху відповідно з обраним алгоритмом керування. У даних системах зовнішня енергія витрачається тільки на зміну характеристик фактично пасивних пружних і (або) демпфуючих елементів, тому її кількість значно менше енергії, необхідної для роботи систем. Тиск в гальмівній системі, положення педалі акселератора, кут повороту керма, величина деформації підвіски, швидкість руху, бічне прискорення і т.п. зазвичай використовуються в якості вихідних даних для визначення характеристик пружних і демпфуючих елементів, найбільш відповідних поточним умовам руху. Адаптивні системи пристосовуються безперервно, протягом окремих циклів коливань підвіски до умов, що змінюються. Швидкодія даних систем зазвичай лежить в межах 1-5 Гц, що дозволяє їм ефективно керувати низькочастотними коливаннями підресорених мас АТЗ.

Напівактивні системи підресорювання також як і адаптивні мають пружні і (або) демпфуючі елементи, характеристики яких можуть бути змінені за допомогою зовнішнього порівняно невеликого джерела енергії. Однак напівактивні системи мають більш високу швидкодію, що дозволяє їм безперервно або дискретно змінювати характеристики пружних і (або) демпфуючих елементів з частотою (30-40 Гц) достатньою для ефективного управління коливаннями підресорених і непідресорених мас. В напівактивних системах в якості керованого демпфера часто використовуються магнітореологічні амортизатори [92, 93]. Магнітореологічний амортизатор забезпечує час спрацьовування близько однієї мілісекунди [94], що дозволяє оперативно змінювати його гідравлічний опір, але при цьому потрібно

досить швидка обробка даних від сенсорів і генерація керуючого сигналу відповідно до прийнятого алгоритму для отримання з помітного ефекту від високої швидкодії.

До напівактивних систем можна віднести пневматичну ресору з комутацією (повідомленням і роз'єднанням) газових порожнин за заданим алгоритмом. Дана схема дозволяє змінювати жорсткість ресори в певні моменти циклу коливань. У дисертаційних роботах [85, 98-100] та ін. публікаціях цих авторів представлені результати розрахункових і експериментальних досліджень віброзахисних властивостей подібних систем, що демонструють їх суттєву ефективність.

В адаптивних і напівактивних системах підресорювання може здійснюватися управління пружними або демпфувальними властивостями, а також комбіноване керування, а саме одночасне керування пружними і демпфувальними властивостями системи підресорювання.

1.3 Аналіз нормативних документів щодо плавності руху та вібронавантаженості АТЗ

Практично на початку 70-х. на базі результатів досліджень у цій сфері в 60-х. у розвиток першої редакції нормам (Richtlinie) VDI [23] було представлено міжнародний добровільний стандарт ISO [101], докорінною відмінністю якого від нормами VDI стало врахування тривалості дії коливань/вібрацій при формуванні граничних порогів комфорту і втоми.

Логічним результатом досліджень періоду 60-х р.р. у СРСР стала поява у 1969 р. галузевої нормалі Мінавтопрому – ОН 025332-69 [102], що фіксувала методику та порогові значення вертикальних прискорень, що діють на людей чи вантаж на автомобілях різних категорій для визначення типів доріг, а також фактично теж галузевий стандарт – санітарні норми і правила – СН 1102-73 [105] щодо обмеження вібрацій і шуму на робочому місці водія автомобіля/тракториста, які були розроблені Київським НДІ гігієни праці і професійних захворювань.

Нормованими параметрами вібрації є діючі значення коливальної швидкості в м / с в октавних смугах із середніми геометричними частотами 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250 Гц або їх рівні (L) в дБ. Допустимі величини встановлюються для

вертикальної і горизонтальної вібрації, яка діє безперервно протягом 8-годинної робочої зміни і виникає в результаті роботи двигунів, робочих органів машин і в процесі пересування машин по місцевості, агрофону, дорогах або при виконанні виробничих операцій без пересування, і передається на сидіння працюючого або робочий майданчик і на органи управління.

У подальшому ці нормативні акти, відповідно до розвитку досліджень у цій сфері у 1970-80-х р.р. отримали відповідні доповнення і уточнення, аналіз яких подано у розділі 1.4.

Формування кількісної оцінки плавності безпосередньо обумовлено розвитком теорії і практики проектування автомобіля, зокрема розрахунку-підбору конструктивних параметрів та характеристик підвіски. Зокрема для періоду до 1980-х р.р. з умов наближення частот коливань автомобіля до еквівалентних, що характерні для пішої ходьби людини, як першопочаткової оцінки плавності руху та відповідно розрахунку-підбору жорсткості пружних елементів підвіски з умови максимального зближення парціальних частот коливань передньої і задньої підвісок відповідно до першої галузевої, тоді ще відомчої нормалі Мінавтопрому СРСР.

Для спрощеної еквівалентної схеми автомобіля у вигляді маси на двох пружних елементах парціальні частоти власних коливань для передньої n_1 та задньої n_2 підвісок визначались з співвідношень.

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_{11}}{M \frac{b}{L} \left(\frac{b}{L} + \varepsilon \frac{a}{L} \right)}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{b}{L} + \varepsilon \frac{a}{L} \right) f_1}}, \text{кол/хв} \quad (1.6)$$

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_{22}}{M \frac{a}{L} \left(\frac{a}{L} + \varepsilon \frac{b}{L} \right)}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\left(\frac{a}{L} + \varepsilon \frac{b}{L} \right) f_z}}, \text{кол/хв} \quad (1.7)$$

де: c_{11}, c_{22} – приведена жорсткість передньої та задньої підвісок;

M – підресорна маса автомобіля;

a, b – відстані від передньої та задніх осей до центру мас;

L – база автомобіля;

f_1, f_2 – статичні прогини відповідно передньої та задньої підвісок;

$\varepsilon = \frac{\rho^2}{ab}$ - коефіцієнт розподілу мас, де ρ – радіус інерції кузова (підресорної

маси) автомобіля.

Очевидно, що навіть при такій максимально спрощеній еквівалентній схемі коливань автомобіля, без врахування демпфуючих характеристик шин та без врахування кінематики підвіски та не підресорних мас, значний вплив на формування парціальних мас, окрім жорсткості c_{11}, c_{22} підвіски мають і загальні компоновочні параметри – a, b, L та статичні прогини (ходи) підвіски f_1 і f_2 .

Основним аспектом розрахунку підвіски за даною методикою є:

– забезпечення певної, найкращої плавності руху тільки для певної маси автомобіля, очевидно ближчої до повної, номінальної, що для насамперед вантажних автомобілів та автобусів обумовлює значне погіршення плавності руху на режимах часткових завантажень;

– не враховуються вплив високочастотних коливань, вібрацій, що як показано в аналізі наступного розділу, мають значний вплив на втому водія і пасажирів.

При цьому слід зазначити, що як європейська вищезазначена школа, так і північноамериканська до середини – кінця 1980-х р.р. базувались уже на спільній загальній нормативній базі оцінки коливань – вібрацій на організм людини на базі редакції стандарту ISO 2631 – 1978 р. [101], остання чинна редакція якого прийнята як національний стандарт у 2004 р. і в Україні [102].

В стандарті ISO 2631-78 використовуються два нижніх порогових рівні:

– втома або зниження меж професійної майстерності, що пов'язана з збереженням ефективності роботи та застосовується стосовно оцінки комфортній плавності руху для водіїв;

– зниження межі комфортності – стосовно залізничного транспорту це пов'язано з такими функціями як читання, харчування і т.п. пасажирами в процесі руху.

Комплексна оцінка цих меж стосовно автомобілів стала реальною як на базі загальних експериментальних досліджень щодо вібронавантажень на тіло людини, що і дозволило сформувавши стандарт ISO 2631, так і на базі використання математичного апарату спектрального аналізу коливань/вібрацій від мікропрофілю дороги з кроком нерівностей від 0,1 м до 100 м [105-107].

Таким чином впродовж 2 етапів розвитку досліджень у сфері плавності руху до 1970-80 р.р. і після 2000 –них відбулась докорінна зміна методів досліджень і розрахунку параметрів та характеристик підвіски з умов забезпечення плавності руху. Підбір-розрахунок характеристик жорсткості та демпфування підвіски та шин здійснюється уже як складових відповідної передавальної функції трансформації середньоквадратичної густини висоти мікропрофілю дороги у відповідну характеристику вертикальних прискорень та переміщень кузова/сидінь автомобіля [108-109].

Аналіз процедури і практики сертифікаційних випробувань автотехніки України та відповідної законодавчої нормативної бази свідчить про очевидне відставання і недостатність чинних законодавчих вимог щодо комфортності – плавності руху – окрім чинних санітарних норм і правил ДСН [110] стосовно допустимого рівня вібрацій на робочому місці водія, що беруть своє начало від аналога норм ще радянських часів. Практично навіть у порівнянні з часом ЄС, коли в об'єм державних/приймальних випробувань щодо автобусів входили обов'язкові вимоги, як галузеві стандарти [111-112] щодо забезпечення регламентованих норм плавності руху для пасажирів, на сьогодні жодних законодавчих вимог щодо цього немає. Відповідно відсутні вимоги/стимули для вітчизняних виробників автобусів щодо опрацювання/доброби підвіски автобусів з умов комфортності руху (санітарні вимоги [110] стосовно допустимого рівня вібронавантажень, що діють на водія автомобіля - вантажівки чи автобуса, безпроблемно реалізуються за рахунок введення сидіння водія з автономною підвіскою, пружного чи пневматичного типу). Галузеві стандарти ЄС [111-112] в Україні втратили чинність і таким чином відсутні підстави для розробників і виробників автобусів для вдосконалення підвіски автобусів, насамперед малого і

середнього класів, що базуються на агрегатній базі більш масових вантажівок/шасі у відповідних класах допустимих навантажень на осі/повної маси, як це робилось 30-50 років назад для середніх, ЛАЗ, та малих, ПАЗ, автобусів попри природні вимоги уніфікації з агрегатною базою вантажівок ЗиЛ і ГАЗ. Вимоги ДСТУ- ISO [101] щодо загальної оцінки впливу і дії нормативних значень допустимої вібрації на людину зорієнтовані на робочі місця у різних сферах діяльності, базуються на аналізі гармонійних коливань (в автомобілях – від мікропрофілю дороги – випадкова функція) і не входять в Україні у перелік обов'язкових при сертифікації КТЗ.

Існуючий нормативний акт-наказ Мінтрансу [114] щодо оцінки комфортності автобусів базується на відповідному нормативному акті міжнародної оцінки перевізників IRU, однак зовсім не враховує вимоги щодо плавності руху при перевезеннях пасажирів, так як в ЄС ці вимоги вже враховані нормативною базою автомобілебудування.

У РФ збережена нормативна база СРСР у цій сфері, включно і керівний документ РД щодо умов проведення випробувань та доповнено декількома загальними стандартами [115-118], в т.ч. і ISO 2631 [119-120] в частині вібронавантаженості.

В автомобілебудуванні ФРН загальні вимоги ISO 2631 доповнено окремими державними стандартами DIN [121-122] щодо допустимих вібронавантажень на руки і передпліччя людини (щодо водія). Окрім цього прийнято ряд нормалей VDI з послідовними еволюційними змінами, починаючи з 1979 р. стосовно уточнення умов оцінки та порогових значень коливань/вібрацій на організм людини, включно у сидячому та стоячому положеннях.

Практично в основі чинної в ЄС і РФ нормативної бази оцінки допустимих рівнів вібронавантажень на організм людини в автомобілі покладено порогові рівні ISO 2631 [102], що розмежовані за 3 критеріями:

- 1) поріг зниження комфортності А, що встановлюється в транспортних засобах (стосовно залізниці у ФРН прямий стандарт DIN [123])– з умови можливості читати, писати, харчуватись.

2) поріг зниження продуктивності праці від втоми В, що формує межу ефективності роботи, тут водія, перевищення якого може спричинити втому, що суттєво погіршує безпеку руху водія.

3) поріг гранично допустимої дії вібрації С, що забезпечує збереження здоров'я і безпеки оператора. Це відповідає орієнтовно половині рівня, що супроводжується появою больових відчуттів.

На рис. 1.8. представлено графічні ілюстрації порогового рівня «зниження продуктивності праці» для вертикального напрямку дії в функції частоти коливань та часу дії згідно ISO 2631 [102]. Для порогу зниження комфортності А значення прискорень слід зменшити у 3,5 рази, для порогу гранично допустимої дії С – збільшити вдвічі.

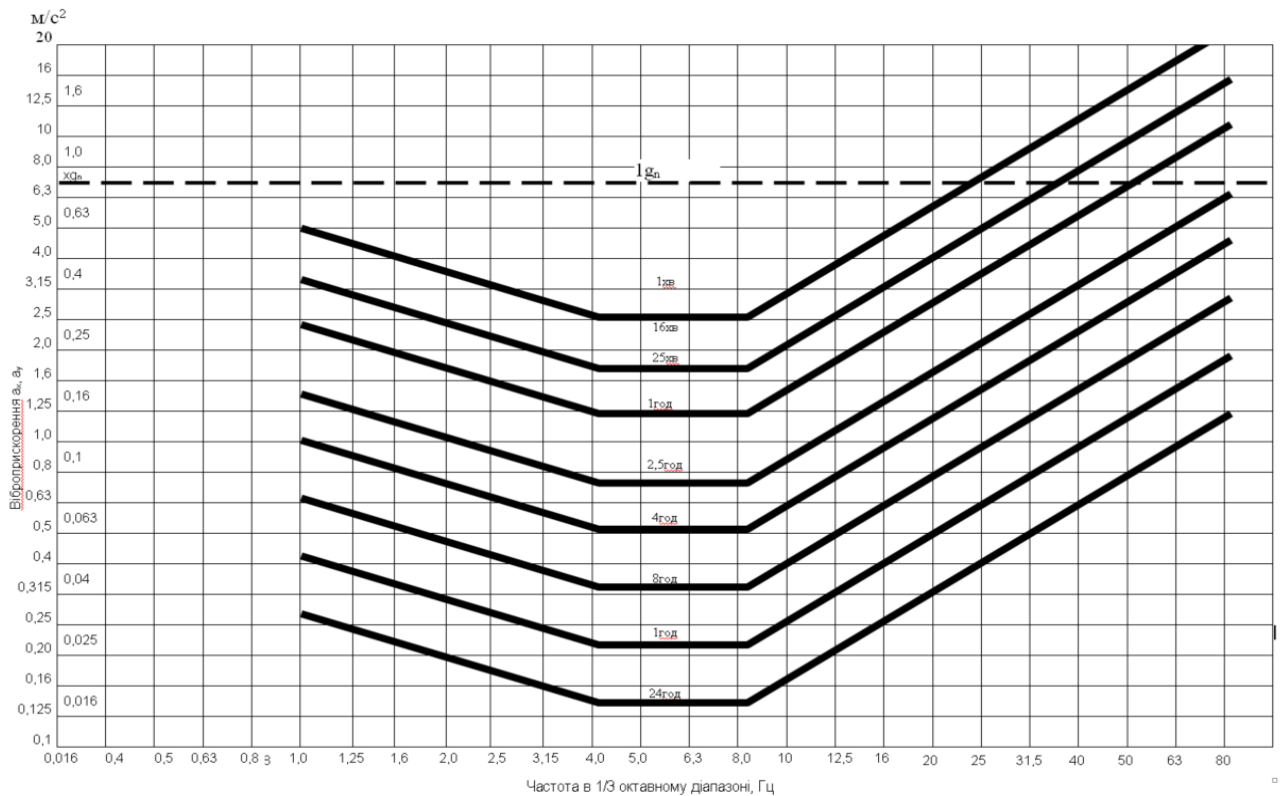


Рисунок 1.8 – Порогові рівні зниження продуктивності праці для вертикального напрямку та в залежності від часу дії [102].

В РФ паралельно до стандарту ISO 2631 чинним є також ГОСТ 12.01.12 – 90 [124], в якому аналогічно визначені три критерії – порогові значення шкідливого впливу вібрації на організм людини – оператора, що практично є ідентичними ISO2631:

– критерій «безпека», що забезпечує збереження здоров'я людини на базі оцінки об'єктивних показників з врахуванням ризику виникнення професійних захворювань, передбачених медичною класифікацією, та виключає можливість виникнення травмонебезпечних або аварійних ситуацій спричинених вібрацією;

– критерій «межа зниження продуктивності праці», що забезпечує підтримку нормативної продуктивності праці оператора, яка не знижується з-за втоми, спричиненої вібрацією;

– критерій «комфорт», що забезпечує відчуття комфортності умов праці оператору при повній відсутності шкідливого впливу вібрації.

Класифікація дії вібрацій на людину – оператора здійснюється за способом передачі, напрямку дії і тривалості у часі (головній характеристиці):

– по способу передачі вібрації – загальна, що передається через опорні поверхні на тіло людини, яка сидить або стоїть, та локальна, що передається через руки людини;

– по напрямку дії – відповідно до напрямку осей ортогональної системи координат. Загальна вібрація – вертикальна вісь Z , перпендикулярна опорній поверхні (дорозі), X – поздовжня горизонтальна, від спини до грудей, Y – поперечна горизонтальна, від правого плеча до лівого.

Фізичними вимірниками вібраційного навантаження є: інтенсивність і напрям дії віброприскорень (відброшвидкостей), діапазон частот і тривалість дії вібрації.

Аналогічно, як і у санітарних нормах порогові значення допустимих рівнів вібрацій використовується середньоквадратичні значення віброприскорень a або відброшвидкостей V , а також їхні логарифмічні рівні, відповідно L_a та L_v , що вимірюються у децибелах (дБ). Останні перераховуються за стандартними залежностями (при розмірності a у м/с^2 та V у м/с):

$$L_a = 201g \left(\frac{a}{10^{-6}} \right) \quad (1.8)$$

$$L_v = 201g \left(\frac{V}{5 \cdot 10^{-8}} \right) \quad (1.9)$$

де 10^{-8} м/с^2 та $5 \cdot 10^{-8}$ – умовно прийняті початкові порогові межі відчуття вібрації людиною.

В автомобілебудуванні ФРН, окрім ISO 2631 базовим стандартом для оцінки плавності руху (комфортності коливань – *Schwingungskomfort*) визначено DIN EN ISO 8041 [125], при цьому оцінки коливань/вібрацій на тіло людини загалом здійснюється з уточненим власне по ISO 2631-1 та нормами VDI 2037-1. Порогові значення коливань/вібрацій на руки -передпліччя водія базуються на прийнятому міжнародному стандарті DIN EN ISO 5349-1 [122] та нормах/правилах VDI 2057-2 [126]. Високочастотні вібрації від роботи двигуна/трансмисії на пальці/кисті рук водія (насамперед на режимі холостого ходу) оцінюються на базі стандарту ISO 13091 [127, 128] поки що має статус добровільного, при цьому у сучасних, недавніх дослідженнях констатується фактично недостатність оцінки цих вібрацій на ISO 13091 та необхідність перегляду і вдосконалення норм ISO 2631-1.

В сучасних дослідженнях, насамперед проф. М. Mitschke та інш. [129] запропоновано інтегральну, об'єднуючу оцінку впливу коливань/вібрацій на тіло, руки і передпліччя та ноги людини (водія) пасажирів – так зв. *K*- параметр, що базується на подальшому розвитку норм VDI 2057 однак ця пропозиція заперечується напр. у нещодавній дисертаційній роботі Р. Maier [130] з-за некоректності суміщення частот і аналізу коливань/вібрацій. З точки зору оцінки комфортності руху автомобіля вони пропонують посилити значимість дії коливань на тіло людини власне у зоні низьких частот 0-25 Гц, при цьому на базі експериментальних даних констатується, що стохастичні коливання внаслідок збурень від мікропрофілю дороги на 25% є більш дискомфортні, сильніші у порівнянні до гармонійних / детермінованих, що покладені в основу порогових рівнів ISO 2631.

В англійських країнах-виробниках автомобілів (США, Великобританія) перевага в якості базового стандарту перед ISO 2631-1 надається британському

стандарту BS 6841 [131], хоча обидва стандарти відрізняються тільки фактично кривою порогових рівнів, за винятком оцінки вертикальних коливань/вібрацій на сидіння, що є ідентичними з ISO 2631-4, що доведено у огляді [132].

Загалом слід відзначити щодо інтенсивного розвитку нормативної бази у сфері вібраційної безпеки впродовж останніх 15-20 років тенденцію структурування стандартів щодо сфери охоплення на 3 типи:

- стандарти типу А (базові), що формують загальні поняття і правила безпечності вібраційних навантажень, вимірювані величини – фактори впливу (включно значення частотної корекції для конкретних умов) та загальні методи вимірювання і оцінки. До цих, окрім слід віднести стандарти ISO 2631, ISO 5349-1 (ДСТУ EN ISO 5349-1 [133]);

- стандарти типу В (повні групи питань вібраційної безпеки), що визначають методи вимірювань і оцінки вібрації у конкретних умовах її дії або для певної великої групи – категорії виробів. Зокрема до цієї групи віднесено ISO 5349 1 (ДСТУ EN ISO 5349-1, ч.2, стандарт EN 14536 2003 (у РФ – ГОСТ 31319 – 2006, ISO 2631-4, ISO 20643 (у РФ ГОСТ 16519-2006), стандарт EN 1032: 2003, в РФ СНД – ГОСТ 31193 – 2004, ISO 10326-1 (ГОСТ ИСО 10326-1:

- стандарти групи С стосуються випробувальних кодів-методик.

При цьому слід зазначити, що у частині спектра розглядуваних частот стандарти ISO 9611 і ISO 13332 охоплюють і власне акцентовані на надвисокі частоти, власне шуми, а вібрації – тільки на частотах, що вищі 20 Гц.

Впродовж останнього десятиліття в Україні розпочато інтенсивні роботи щодо гармонізації – прийняття міжнародних стандартів ISO/EN типу А і В у формі національних стандартів ДСТУ ISO, включно і загальні вимоги щодо вимірювань вібрації на колісних транспортних засобах. Разом з тим слід констатувати, крім ДСТУ EN 30326-1: 2014 [136] з оцінювання вібрації сидіння транспортного засобу, відсутність власне в Україні конкретної нормативної бази щодо допустимих, порогових значень допустимих рівнів вібронавантажень/коливань для пасажирів автобусних перевезень.

При цьому, стосовно пасажирів автобусів, слід відокремити 3 порогові рівні – оцінки коливань і вібрацій на тіло людини у залежності від класу цільового призначення автобуса і, відповідно, середньостатистичної тривалості поїздки (міські, місцеві та міжміські маршрути).

1.4. Віброзахисні системи для розрахункових моделей «людина- сидіння»

Перші експериментальні дослідження впливу параметрів автомобільного сидіння і підвіски на комфортабельність їзди пасажирів розпочалися у середині 50-х р. [137 і ін.], а вже на початку 70-х в НАМИ (РФ) [138, 139] і ВКЕІАвтобуспромі (Львів) [140-142], чи за кордоном [143] цій проблематиці присвячено багато уваги. У 80-х ця дисертаційна тематика розширилася і поліпшення віброзахисних якостей сидінь автомобілів загального призначення і високої прохідності, тракторів [144-145].

З метою здійснення теоретичних досліджень елементів систем віброзахисту людини-оператора, зазвичай формують динамічні моделі «людина - сидіння» за допомогою аналітичних виразів, зокрема частотних характеристик, а також у вигляді еквівалентних механічних систем, що мають декілька ступенів свободи [146]. Спроби врахування характеру коливань якомога більшого числа органів людини при моделюванні приводять до побудови досить складних розрахункових схем [147-151].

Тіло сидячої людини не є стаціонарною коливальною системою, оскільки йому притаманна здатність до авторегуляції, правда в обмежених межах [146]. Вона полягає в такій зміні параметрів, при якій вплив зовнішніх коливань зменшуватиметься. Зміна характеру посадки при скороченні певних груп м'язів приводить до неузгодженості частот власних коливань внутрішніх органів і частот зовнішніх збурень. Крім того, вестибулярний апарат людини має здатність пристосовуватися до повторюваних коливальних впливів. Вільна посадка відрізняється тим, що тіло людини розташується на сидінні досить розслаблено, тому приступаючи до моделювання підсистеми «людина - сидіння» важливим фактором є те, що залежність характеристик сидячої людини від параметрів діючого

на нього зовнішнього збурення обумовлює нелінійні властивості розглянутої динамічної системи [79]. Проте, дослідження значної групи людей різного вікового складу (19 ... 41 рік), з широким діапазоном зміни зросту (1,69 ... 1,92 м) і маси тіла (60 ... 110 кг), виявили, що у визначеному діапазоні амплітуд зовнішніх збурень, що залежить від частоти коливань сидячої людини цілком допустимо моделювати їх за допомогою лінійної розрахункової схеми.

Область застосування моделей також багато в чому визначається шириною розглянутого частотного діапазону. Наприклад, якщо він не перевищує 8 Гц, то цілком допустимо використання одномасової моделі. Підвищення кількості мас в складі моделі і перехід в межі до варіантів з розподіленими параметрами забезпечує більш точне уявлення динамічних характеристик людського тіла в розглянутому частотному діапазоні [146]. Однак, у багатьох роботах, таких як [138, 139], розглядається двомасова система «людина – сидіння», що відрізняється своєю простотою і, разом з тим дозволяє брати до уваги основну частоту органів людини, а також другу резонансну частоту, що залежить як від характеристик людини, так і від параметрів сидіння. Конструктивні особливості підсистем «людина - сидіння» визначаються, головним чином, особливостями системи підресорювання сидіння, конфігурацією підвіски сидіння, як це наведено на рис.1.9.

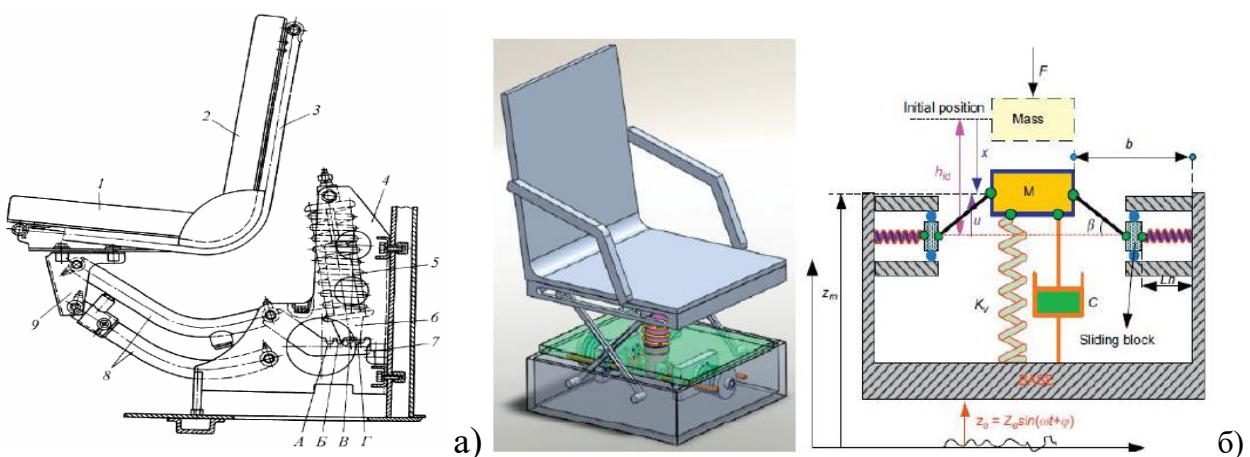


Рисунок 1.9 – Конструктивна і розрахункова схеми підвіски сидіння з вертикально розміщеним всередині пружини (а), та поруч (б) телескопічним амортизатором

Пружним елементом підвіски сидіння служить циліндрична пружина 5, всередині якої співвісно встановлено гідравлічний телескопічний амортизатор 6 для гасіння вертикальних коливань. Залежно від ваги людини здійснюється регулювання жорсткості підвіски сидіння за допомогою перестановки нижньої головки кріплення чашки пружини і амортизатора 6 в пазах А, Б, В і Г важеля.

В роботі [151] приведена конструкція підвіски сидіння з аналогічним напрямним підйомником, в якому, однак, рухливим є верхнє кріплення важеля. Пружним елементом підвіски тут виступає пружина, розміщена під сидінням і встановлена співвісно з амортизатором підвіски сидіння. Наведена також схема підвіски сидіння, в якій каркас сидіння представлений у вигляді маси, що здійснює вертикальні коливання на пружині і демпфері. Для імітації дії направляючого апарату передбачено обмеження ходу каркасу сидіння в поздовжньому напрямку.

Значно складнішою є схема наведена на рис.1.10., на якій нижні частини важелів направляючих підвіски сидіння приєднані шарнірно до кронштейнів основи сидіння, а до верхніх частин двох важелів кріпляться частини пластинчастого торсіона. Амортизатор підвіски сидіння кріпиться шарнірно. Залежно від ваги людини здійснюється зміна жорсткості шляхом коригування кута повороту пружного елемента підвіски.

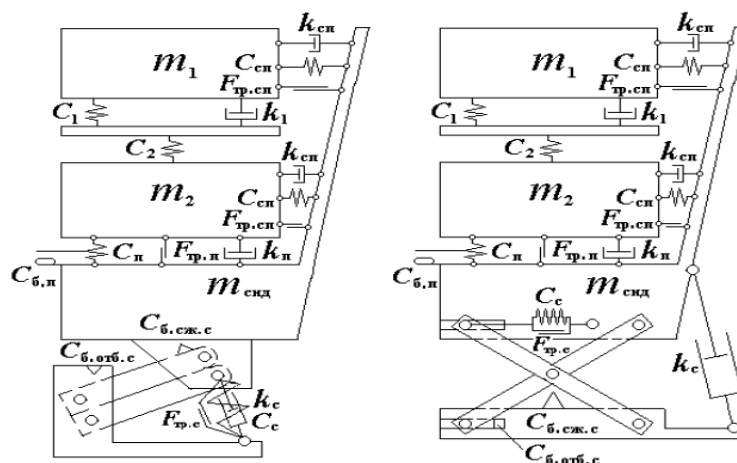


Рисунок 1.10 – Динамічні моделі підсистеми «водій - підресорене сидіння» з важільним напрямним пристроєм підвіски сидіння: а) паралелограмного; б) ножецеподібного типу [151]

Досліджено, що трьохкратне зростання коефіцієнта демпфування амортизатора веде до зниження ординати вершини піку на каркасі сидіння на 28%, а на подушці сидіння - на 17% при переміщенні по ділянці з рівною бруківкою, а на динамометричній дорозі - на 18%.

І на завершення огляду літератури слід додати, що роботи розпочаті у 90-х р.р. [152, 153] є актуальними і є предметом даного долідження щодо автобусів громадського транспорту [154-158].

1.5 Висновки до першого розділу

Огляд і аналіз існуючих досліджень і нормативної бази у сфері оцінки плавності руху-комфортності перевезень автомобілями/автобусами дозволяє констатувати наступне:

– у формуванні комфортності перевезень/руху на автомобілі плавність руху, коливання і вібрації відіграє значно вагомішу роль у порівнянні з іншими чинниками, як от шум, мікроклімат салону (вентиляція і опалення), анбіронометричні характеристики сидінь і їхнім розміщенням, законодавчі нормативні вимоги до яких в Україні є чинними і базуються на відповідних національних чи міжнародних стандартах ДСТУ, Правил ЄЕК ООН і т.д. Нормативні вимоги щодо допустимих порогових рівнів коливань і вібрацій в Україні є чинними тільки стосовно робочого місця водія у формі фактично галузевого стандарту – санітарних норм і правил. Обов'язковість виконання вимог нещодавно прийнятого в якості ДСТУ ISO 2631-1 стосовно робочого місця водія у процесі сертифікації/схвалення типу колісних транспортних засобів законодавчо не регламентована;

– з моменту втрати чинності в Україні галузевих стандартів Мінавтопрому СРСР стосовно вимог і умов оцінки допустимих щодо комфортності руху – вібрацій і коливань на пасажирських сидіннях автомобілів тв. у салоні автобусів, для пасажирів які стоять, фактично жодних законодавчих вимог у цій сфері немає, на відміну від інших країн-учасниць женеvської угоди 1958р. (міжнародна нормативна

база останньої сконцентрована у сфері безпеки і екологічності конструкцій, питання комфортності віднесено до сфери національних нормативних баз);

– практично для виробників автобусів відсутні законодавчі стимули, необхідність проведення дослідно-конструкторських робіт щодо розвитку і вдосконалення систем підвісок та пасажирських сидінь автобусів (у порівнянні з більш масовою і дешевшою агрегатною базою вантажних автомобілів, що домінує у сучасному вітчизняному автобусобудуванні) власне з умов забезпечення комфортності – плавності руху пасажирських перевезень, на відміну від вантажних;

– очевидне розмежування нормативної бази щодо порогових значень коливань і вібрацій для робочого місця водія автомобіля/автобуса, як з умов обов'язковості врахування навантажень не тільки на тіло людини загалом, але і вібраційних навантажень на руки та передпліччя, а також найбільшої тривалості цих навантажень (впродовж всього часу наїздки або робочої зміни) і окремо стосовно пасажирів, насамперед автобусів – з диференціюванням ситуації як від середньої тривалості поїздки у автобусах різних класів – міських (I класу), місцевого (II класу) та міжміського/далекого прямування (III класу) так і з умов сприймання тілом людини – не тільки через сидіння (для пасажирів, які сидять), але і повністю через підлогу та поручні салону /ручки спинок сидінь – для пасажирів, які стоять під час поїздки (автобуси I та II класу). Очевидні також і існуючі різні конструктивні рішення щодо зменшення коливальних та вібраційних навантажень (окрім спільних щодо параметричної оптимізації характеристик підвіски) – на водія шляхом використання сидіння з додатковою системою автономної підвіски/підресорювання та пасажирських сидінь пасивного типу відповідно трьох типів – для трьох класів автобусів за призначенням;

– домінуючі досі методи конструктивного синтезу підвіски автобуса/автомобіля сконцентровані насамперед у забезпеченні певної плавності руху власне у низькочастотному спектрі коливань – від 0 до 25÷30 Гц, питання ж ефективного гасіння високочастотних коливань – вібрації від збурень з боку дороги, а також силового та кермового приводів (актуальних насамперед для водія) залишаються практично відкритими.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ «ПАСАЖИР-АВТОБУС» ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ВІБРОНАВАНТАЖЕНЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ПАСАЖИРА

2.1. Формування моделі коливної системи «пасажир-автобус» з багатоканальністю входів від нерівностей дорожнього покриття

Для створення ефективної моделі динаміки переміщень інерційних мас, задіяних при дослідженні вібронавантаженості пасажирів автобуса, звернемося до методу синтезу підсистем. Цей метод природньо забезпечує модульну структуру для кожної підсистеми. Такий модульний функціональний підхід дозволяє не тільки реалізовувати підключення різних елементів формування модулів системи, але також проводити заміни в модулях підсистем, які є складовими різних типів підвіски без зміни структури програмного забезпечення.

Практично використовуються дві різні системи координат, які в основному задіяні при формуванні багатоканальності входів у модель, що відображає динамічні процеси під час взаємопов'язаних вертикальних переміщень підсистем підресорювання автобуса. Однією з них є декартова система координат, а іншою – узагальнена. Перша є дещо простішою чи легшою в реалізації, однак її громісткість призводить до великих розмірів системи рівнянь диференціальної алгебри. Ефективність рішення іншої досягається завдяки роботі з мінімальною кількістю узагальнених координат. Однак у цих координатах формулювання підсистем веде до складних виразів матриці інерції і векторів сили. Таким чином, це іноді важко реалізувати без допомоги так званих символічних генераторів входу. Існують два різних види інтеграторів, які в основному використовуються для опису моделей з багатоканальними входами. Один є явним інтегратором, а інший – неявним інтегратором. У порівнянні з явним методом інтеграції, неявний метод інтеграції є складним і трудомістким, оскільки для розв'язання рівнянь необхідно розрахувати матрицю Якоба. Метод неявної інтеграції забезпечує більш стабільне рішення і, також, дозволяє збільшити розмір кроку інтеграції у порівнянні з явним інтегратором.

Оскільки автобус має підресорені і непідресорені маси, а поштовхи від нерівностей дороги передаються на тіло пасажирів не тільки через одну підсистему – це ідеально підходить для методу синтезу декількох підсистем підресорювання з одинарним виходом на кінцеву, якою у нашому випадку є пасажир.

Для опису переміщень системи в декартових координатах використаємо рівність [159]:

$$y_i = [r_i^T p_i^T]^T \quad (2.1)$$

де $p_i = [e_0 e_1 e_2 e_3]^T$ – вектор Ейлера, який визначає орієнтацію тіла відносно опорної поверхні, і повинен задовільнити умову $p_i^T p_i = 1$.

Для виведення рівнянь руху автобуса можна отримати варіаційну форму рівнянь руху шляхом підсумовування віртуальної роботи з рівнянь Д'Аламбера підресореної маси та інших мас в підсистемі (рис. 2.1).

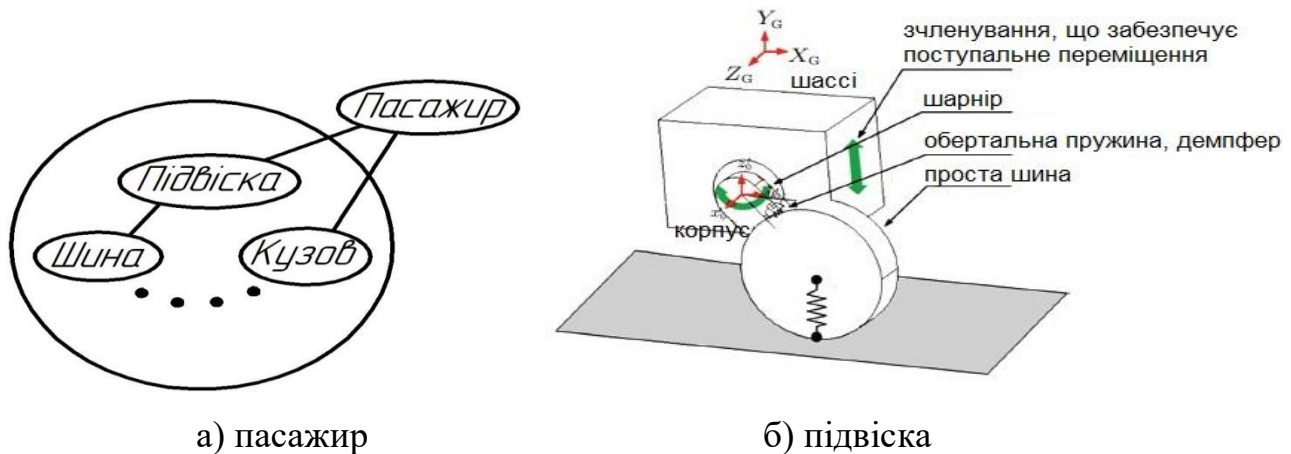


Рисунок 2.1 – Формування системи «пасажир-кузов-дорога» в підсистемах

$$\delta y_o^T (M_o \ddot{y}_o - g_o) + \sum_{i=1}^n \delta y_i^T (M_i \ddot{y}_i - g_i) = 0 \quad (2.2)$$

де n_b – номер маси в підсистемі; δy_i – віртуальне переміщення і віртуальний вектор повороту i маси в підсистемі; \ddot{y}_i – результуюче прискорення маси i в підсистемі; M_i – діагональна матриця мас підсистеми; J^c – матриця інерції маси, фіксованої відносно

опорної поверхні; f_i – вектор прикладеної до маси i сили; n^{rc} – вектор прикладеного до маси i і діючого на неї моменту; \tilde{e}_i – 3x3 кососиметрична матриця.

Результуючий вектор сили, діючої на масу в підсистемі визначається як:

$$\bar{g}_i = \left[f_i^T, (2G_i^T n_i^{rc} + 8G_i^T J_i^{rc} G_i p_i)^T \right]^T \quad (2.3)$$

для якого $G_i(p_i) = [-e_i \quad -\tilde{e}_i + e_o I]$ є матрицею 3x4 порядку.

У рівності (2.2) вектор віртуального переміщення та обертання δu_i повинен узгоджуватися з кінематичними обмеженнями. Продиференціювавши двічі рівняння:

$$\Phi(y_o, \bar{y}) = 0 \quad (2.4)$$

де y_o – композиційний вектор базового положення маси; $\bar{y} = y = [y_1^T, y_2^T, \dots, y_{n_1}^T]^T$ – компоненти векторів положення всіх мас в підсистемі.

Таким чином отримаємо рівняння віброприскорення з накладеними обмеження по переміщеннях.

$$\Phi_{y_o}(y_o, \bar{y})\ddot{y}_o + \Phi_{\bar{y}}(y_o, \bar{y})\ddot{\bar{y}} \equiv \bar{\tau}(y_o, \bar{y}, \dot{y}_o, \dot{\bar{y}}) \quad (2.5)$$

Використання теореми множників Лагранжа у формулі (2.2) збільшують рівняння прискорення обмеження рівняння (2.4) і дають наступну матричну форму підсистеми рівнянь руху

$$\begin{bmatrix} M_o^* & 0 & \Phi_{y_o}^T \\ 0 & \bar{M} & \Phi_{\bar{y}}^T \\ \Phi_{y_o} & \Phi_{\bar{y}} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_o \\ \ddot{\bar{y}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_o^* \\ \bar{g} \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

де M_o^* , g_o^* – генерована матриця і узагальнений прикладений вектор сили одиничної маси, а $\bar{M} = [M_1, M_2, \dots, M_{n_b}]$ і $\bar{g} = [g_1^T, g_2^T, \dots, g_{n_b}^T]^T$ – матриця маси і узагальнені вектори прикладених сил всіх тіл в підсистемі відповідно.

З другого і третього рядків рівняння (2.6), підсистеми рівнянь руху можуть бути отримані прискорення кузова автобуса. Таким чином, можна отримати прискорення тіл в підсистемі і вектори множника Лагранжа, пов'язані з підсистемою:

$$\bar{y} = \bar{M}^{-1}(\bar{g} - \Phi_{\bar{y}}^T \bar{\lambda}) \quad (2.7)$$

$$\bar{\lambda} = (\Phi_{\bar{y}} \bar{M}^{-1} \Phi_{\bar{y}}^T)^{-1} (\Phi_{y_o} \ddot{y}_o + \Phi_{\bar{y}} \bar{M}^{-1} \bar{g} - \bar{y}) \quad (2.8)$$

Рівняння руху кузова можна отримати окремо з матриці значень середньої маси та середнього значення вектора сили, підставивши формули (2.7) і (2.8) у ліву частину рівняння (2.6)

$$(M_o^* + \check{M}^c) \ddot{y}_o = g_o^* + \check{g}^c \quad (2.9)$$

$$\check{M}^c = M_o^* + \Phi_{y_o}^T (\Phi_{\bar{y}} \bar{M}^{-1} \Phi_{\bar{y}}^T)^{-1} \Phi_{y_o} \quad (2.10)$$

$$\check{g}^c = g_o^* + \Phi_{y_o}^T (\Phi_{\bar{y}} \bar{M}^{-1} \Phi_{\bar{y}}^T)^{-1} (\bar{g} - \Phi_{\bar{y}} \bar{M}^{-1} \bar{g}) \quad (2.11)$$

Матриця середньої маси і вектор сили є динамічними факторами від підсистем, якими є сидіння водія та пасажирів до базової системи, якою у нашому випадку є кузов автобуса.

Якщо система складається з декількох підсистем, як це показано на рис. 2.2, то рівняння руху кузова, чи окремої системи можна отримати через процедуру синтезу шляхом додавання вищезгаданої матриці і вектора ефективної сили від кожної підсистеми як:

$$(M_o + \sum_{j=1}^k \check{M}_j^c) \ddot{y}_o = (g_o + \sum_{j=1}^k \check{g}_j^c) \quad (2.12)$$

де k – загальна кількість підсистем; g_0 – узагальнений вектор сили, що діє на кузов; \check{M}_j^c і \check{g}_j^c – матриця ефективного маси і вектор ефективного сили підсистеми j , які для i -тої підсистеми можуть бути виражені так само, як і рівняння (2.7) і (2.8).

$$\bar{y}_{si} = \bar{M}_{si}^{-1} (\bar{g}_{si} - \Phi_{\bar{y}_{si}}^{8_i^T} \bar{\lambda}_{si}) \quad \bar{\lambda}_{si} = \left(\Phi_{\bar{y}_{si}}^{si} \bar{M}_{s1}^{-1} \Phi_{\bar{y}_{ci}}^{si} \right)^{-1} \quad (2.13)$$

$$\left(\Phi_{y_0}^{si} \ddot{y}_0 + \Phi_{\bar{y}}^{si} \bar{M}_{si}^{-1} \bar{g}_{si} - \bar{Y}_{si} \right) \quad (2.14)$$

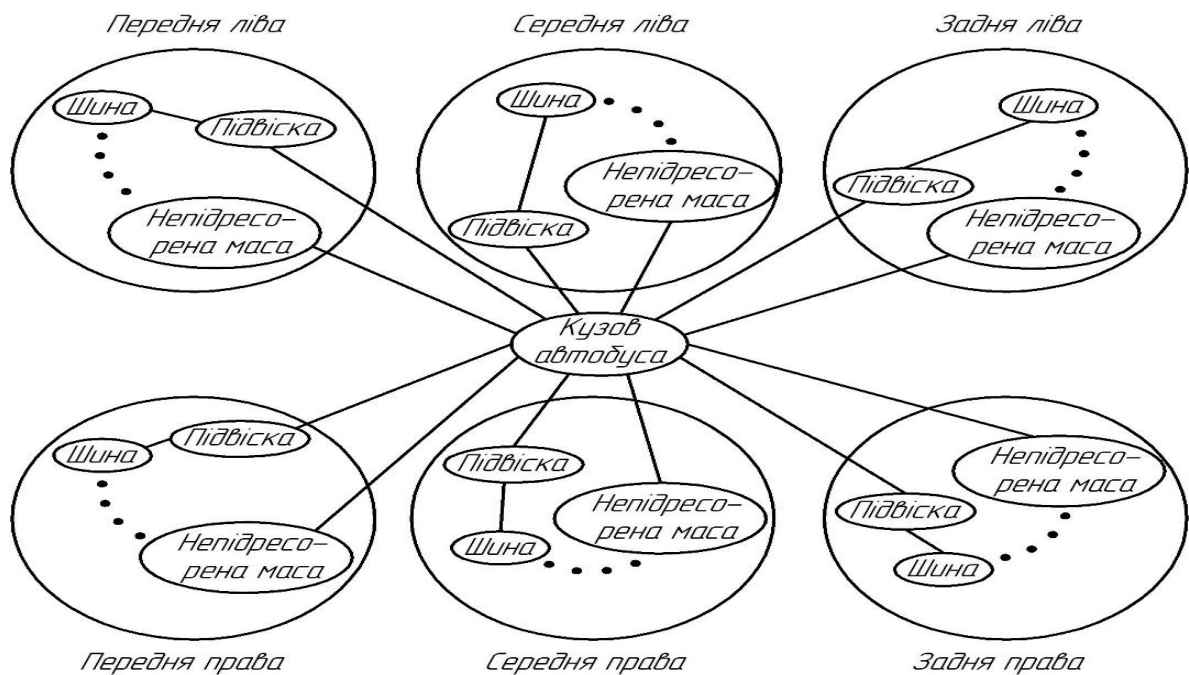


Рисунок 2.2 – Кузов автобуса з підсистемами підресорювання автобуса з максимально допустимими габаритно-ваговими параметрами

Для вирішення рівнянь руху для всієї системи, як показано на рис. 2.2, спочатку необхідно обчислити матриці ефективних мас і вектори ефективного сили з підсистем. Тоді складаються рівняння руху кузова і знаходиться його прискорення. Як тільки отримано прискорення на основі тіла, то множники Лагранжа і прискорення складових в кожній підсистемі можуть бути обчислені за допомогою рівнянь (2.13) і (2.14), відповідно.

На кузов автобуса поштовхи від нерівностей дороги передаються через згладжуючі коливання підсистеми. Тобто, для рівнянь руху кузова можна

застосувати явний інтегратор. На підсистемі шина і далі на підвіску у вертикальному напрямку передаються сильні поштовхи і вібрації внаслідок нерівностей дорожнього покриття. Неявний інтегратор може бути саме вибором для отримання стабільних рішень [160]. Явний інтегратор використовується для вирішення рівнянь руху кузова, тоді як неявний інтегратор ННТ- α використовується для отримання розв'язків рівнянь руху для кожної з підсистем, до яких належать і підвіска, і шини. Для того, щоб застосувати ННТ- α для рівняння руху підсистеми, рівняння (2.7) можна виразити як додаткові форми рівнянь руху з методом ННТ- α :

$$\bar{\psi} = (\bar{M}\ddot{\bar{y}})_{n+1} + (1 + \alpha)(\Phi_y^T \bar{\lambda} - \bar{g})_{n+1} - \alpha(\Phi_y^T \bar{\lambda} - \bar{g})_n = 0 \quad (2.15)$$

Метод ННТ- α має члени другого порядку і рівень числової дисипації можна регулювати за допомогою параметра інтеграції α .

$$\alpha \in \left[-\frac{1}{3}, 0\right], \tau = \frac{1-2\alpha}{2}, \beta = \frac{(1-\alpha)^2}{4} \quad (2.16)$$

У цьому методі швидкість і положення системи у наступний часовий момент відліку можуть бути обчислені за формулою інтеграції другого порядку:

$$\dot{\bar{y}}_{n+1} = \dot{\bar{y}}_n + (1 - \tau)h\ddot{\bar{y}}_n + \tau h\ddot{\bar{y}}_{n+1} \quad (2.17)$$

$$\bar{y}_{n+1} = \bar{y}_n + h\dot{\bar{y}}_n + \frac{h^2}{2}(1 - 2\beta)\ddot{\bar{y}}_n + \beta h^2\ddot{\bar{y}}_{n+1} \quad (2.18)$$

де h - розмір кроку, а нижній індекс – дискретний крок часу.

Для вирішення результуючої системи нелінійних рівнянь для невідомих $\ddot{\bar{y}}$ і $\bar{\lambda}$ використовується ітераційний метод, який вимагає вирішення лінійної системи на кожній ітерації.

$$\begin{bmatrix} \frac{\bar{\psi}_{\bar{y}}}{1+\alpha} & \Phi_{\bar{y}}^T \\ \Phi_{\bar{y}} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{\bar{y}}^{(k)} \\ \Delta \bar{\lambda}^{(k)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\bar{\psi}}{1+\alpha} \\ \bar{\phi} \\ -\frac{\bar{\phi}}{\beta h^2} \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

$$\ddot{\bar{y}}^{(k+1)} = \ddot{\bar{y}}^{(k)} + \Delta\ddot{\bar{y}}^{(k)}, \bar{\lambda}^{(k+1)} = \bar{\lambda}^{(k)} + \Delta\bar{\lambda}^{(k)} \quad (2.20)$$

У рівнянні (2.16) $\bar{\psi}_{\bar{y}}$ визначиться як:

$$\bar{\psi}_{\bar{y}} = [\bar{M} + \beta h^2 (\bar{M}\ddot{\bar{y}})_{\bar{y}}] + (1 + \alpha) [\beta h^2 (\Phi_{\bar{y}}^T \bar{\lambda})_{\bar{y}} - \beta h^2 (\bar{g})_{\bar{y}} - h\tau(\bar{g})_{\dot{\bar{y}}}] \quad (2.21)$$

На рис. 2.3 зображено частину кузова з однією підсистемою, прикріпленою до базової площадки кузова, для утворення спільної координатної системи. Типова підсистема може складатися з силових елементів, з'єднань і віртуального точкового кріплення. Віртуальна базова частина вводиться тут для визначення еталонного елемента в підсистемі, оскільки застосовуються відповідні спільні координати. Віртуальне точкове кріплення – це безмасовий елемент для утворення покрокового кінематичного зв'язку і застосовується при створенні динамічно еквівалентної системи [156].

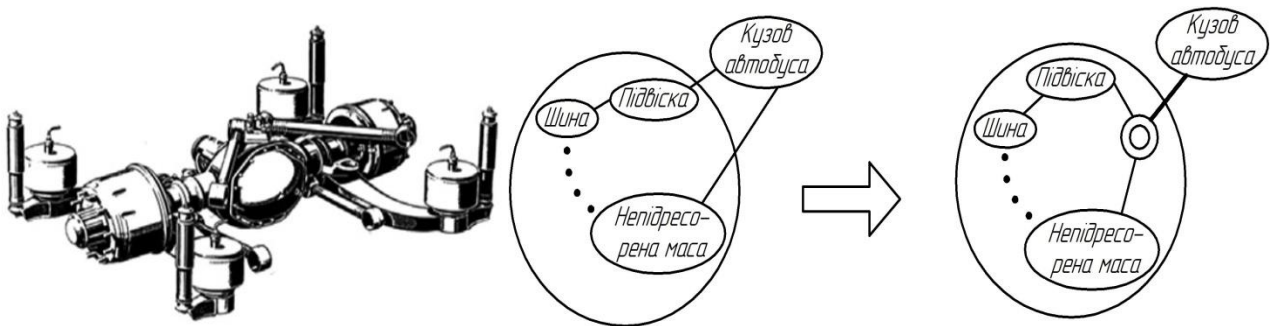


Рисунок 2.3 – Утворення покрокового кінематичного зв'язку для еквівалентної системи кузова автобуса

Якщо використовується традиційна система координат, рівняння руху для описаної вище системи матиме вид:

$$\begin{bmatrix} \bar{M}_{yy} & \bar{M}_{yg} & 0 \\ \bar{M}_{yg}^T & \bar{M}_{gg} & \Phi_g^T \\ 0 & \Phi_g & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\hat{Y}}_0 \\ \ddot{g} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{P}_y \\ \bar{P}_g \\ \bar{\gamma} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

У цьому рівнянні є різні характеристики від відповідних складових переміщень рівняння (2.6) записаних у декартових координатах. У декартовій системі координат корпус і підсистема з'єднуються через обмеження, тоді як в узагальненій системі координат існує зв'язок інерції між рівнянням корпусу і рівняннями підсистеми, як показано у формулі (2.22). Враховуючи другий і третій рядки рівняння (2.22), рівняння руху підсистеми можуть бути отримані у вигляді:

$$\lambda = (\Phi_{\bar{g}} \bar{M}_{g\bar{g}}^{-1} \Phi_{\bar{g}}^T)^{-1} \{ \Phi_{\bar{q}} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} (\bar{P}_q - \bar{M}_{yq}^T \hat{Y}_0) - \bar{\tau} \} \quad (2.23)$$

$$\bar{M}_{q\bar{q}} \ddot{\bar{q}} = \bar{P}_q - \bar{M}_{yq}^T \hat{Y}_0 - \Phi_{\bar{q}}^T \lambda \quad (2.24)$$

Після отримання виразу прискорення $\ddot{\bar{q}}$ у координатах \hat{Y}_0 з (2.24) і підставляючи цей вираз і вираз множника Лагранжа у перший рядок рівняння (2.23) – отримано рівняння руху віртуальної системи.

$$\check{M}^c \hat{Y}_0 = \check{P}^c, \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \check{M}^c &= \bar{M}_{yy} - \bar{M}_{yq} \bar{M}_{q\bar{q}} \bar{M}_{yq}^T + \bar{M}_{yq} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \Phi_{\bar{q}}^T (\Phi_{\bar{q}} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \Phi_{\bar{q}}^T)^{-1} \Phi_{\bar{q}} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \bar{M}_{yq}^T \\ \check{P}^c &= \bar{P}_y - \bar{M}_{yq} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \bar{P}_q + \bar{M}_{yq} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \Phi_{\bar{q}}^T (\Phi_{\bar{q}} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \Phi_{\bar{q}}^T)^{-1} \\ &\quad (\Phi_{\bar{q}} \bar{M}_{q\bar{q}}^{-1} \bar{P}_q - \bar{\gamma}) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Оскільки віртуальний вхідний елемент і вихідне базове тіло, яким є кузов, з'єднані без переміщення у поздовжньому і поперечному напрямках, рівняння руху для кузова виходять з додавання ефективної матриці маси і вектора сили рівняння (2.26) до вихідних рівнянь його руху:

$$(\hat{M}_0 + \check{M}_i^c) \hat{Y}_0 = (\hat{Q}_0 + \check{P}_i^c) \quad (2.27)$$

Якщо застосувати процедуру накладення ряду обмежень до системи, показаної на рис. 2.4, можна легко отримати спрощені системні рівняння руху. Рівняння руху кузова можуть бути виражені як рівняння (2.28) з ефективними матрицями маси і векторами сили з усіх підсистем

$$(\hat{M}_0 + \sum_{i=1}^n \check{M}_i^c) \ddot{Y}_0 = (\hat{Q}_0 + \sum_{i=1}^n \check{P}_i^c) \quad (2.28)$$

Після того, як прискорення \hat{Y}_0 буде отримано шляхом вирішення рівняння (2.28), далі можна вирішити рівняння руху підсистеми, використовуючи наступні рівності:

$$\lambda_i = (\Phi_{\bar{q}_i} \bar{M}_{\bar{q}_i \bar{q}_i}^{-1} \Phi_{\bar{q}_i}^T)^{-1} \left[\Phi_{\bar{q}_i} \bar{M}_{\bar{q}_i \bar{q}_i}^{-1} (\bar{P}_q - \bar{M}_{yq}^T \hat{Y}_0) - \bar{Y}_i \right] \quad (2.29)$$

$$\bar{M}_{\bar{q}_i \bar{q}_i} \ddot{\bar{q}}_i = \bar{P}_{\bar{q}_i} - \bar{M}_{yq_i}^T \hat{Y}_0 - \Phi_{\bar{q}_i}^T \lambda_i \quad (2.30)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$.

Таку ж процедуру, яка зумовлює зміну з попередньої на декартову координатну систему, можна застосувати до методу синтезу підсистеми координат при використанні явно-неявного методу інтеграції. При застосуванні методу ННТ- α в підсистемі можна застосовувати рівняння руху, виражені у формулі (2.29), отримуючи доповнені рівняння руху з урахуванням ефекту затухання коливань, як показано у [157]:

$$\begin{aligned} \bar{\psi} \equiv & \left(\bar{M}_{yq}^T \hat{Y}_0 \right)_{n+1} + \left(\bar{M}_{\bar{q}q} \ddot{\bar{q}} \right)_{n+1} + (1 + \alpha) \left(\Phi_{\bar{q}}^T \lambda - \bar{P}_q \right)_{n+1} - \\ & - \alpha \left(\Phi_{\bar{q}}^T \lambda - \bar{P}_q \right)_n = 0 \end{aligned} \quad (2.31)$$

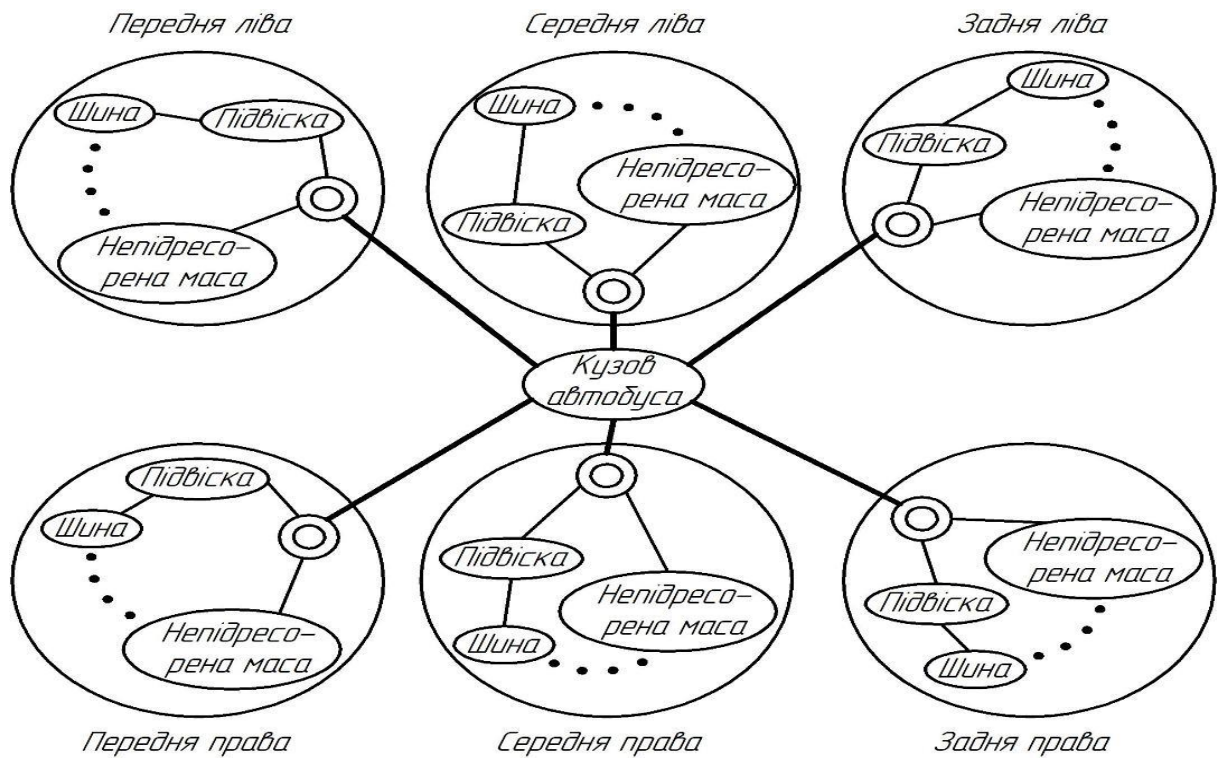


Рисунок 2.4 – Кузов автобуса з фіксованими і віртуальними зв'язками

У методі ННТ-а формулу Ньюмарка використовують для визначення швидкості переміщення і місця знаходження вузла у наступному кроці у часі:

$$\dot{\bar{q}}_{n+1} = \dot{\bar{q}}_n + (1 - \gamma)h\ddot{\bar{q}}_n + \gamma h\ddot{\bar{q}}_{n+1} \quad (2.32)$$

$$\bar{q}_{n+1} = \bar{q}_n + h\dot{\bar{q}}_n + \frac{h^2}{2}(1 - 2\beta)\ddot{\bar{q}}_n + \beta h^2\ddot{\bar{q}}_{n+1} \quad (2.33)$$

де h – розмір кроку з індексами, що відповідають крокам дискретного часу.

$$\begin{bmatrix} \frac{\Psi_{\bar{q}}}{1+\alpha} \\ \Phi_{\bar{q}} \end{bmatrix} \Phi_{\bar{q}}^T \begin{bmatrix} \Delta\ddot{\bar{q}}^{(k)} \\ \Delta\bar{\lambda}^{(k)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\Psi}{1+\alpha} \\ -\frac{\Psi}{\beta h^2} \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

$$\ddot{\bar{q}}^{(k+1)} = \ddot{\bar{q}}^{(k)} + \Delta\ddot{\bar{q}}^k, \quad \bar{\lambda}^{(k+1)} = \bar{\lambda}^{(k)} + \Delta\bar{\lambda}^{(k)}$$

де, k являє собою ітераційну кількість відліків.

У формулі (2.34), $\Psi_{\bar{q}}$ матриця Якоба може бути виражена як:

$$\Psi_{\ddot{q}} = \bar{M}_{qq} + \beta h^2(\Psi)_{\ddot{q}} + \gamma h(\Psi)_{\dot{q}} + (\Psi)_{\ddot{q}} \quad (2.35)$$

Таким чином, цей ітераційний метод з алгоритмом Ньютона-Рафсона може бути застосований для опису коливних процесів, які відбуваються з кузовом автобуса від нерівностей дорожнього покриття при передачі вертикальної складової збурюючої сили через шину та систему підресорювання автобуса.

2.2. Просторове моделювання вібронавантаженості пасажирських сидінь дво- і тривісних автобусів

Математичне моделювання коливних процесів, які відбуваються під дією збурюючих реакцій дорожнього покриття набуває особливого значення у випадках, коли експериментальні заміри робляться у невеликих об'ємах та з рядом різних обмежень. Аналіз коливного процесу вимагає введення в коливальну модель даних, уже отриманих у раніше проведених дослідженнях або загально прийнятих характеристик мікропрофілю дороги. Найбільш всеохоплюючою, з фізичної точки зору, модель опису коливних процесів під дією збурюючих реакцій дорожнього покриття можна було б назвати раніше наведену просторову коливальну модель автобуса з десятьма ступенями свободи [158], яку й візьмемо за основу. Однак у даній моделі відсутня третя вісь і вимагається уточнення місць дослідження вібрацій у пасажирському салоні автобуса.

Складовими переміщень зосереджених мас даної механічної коливної системи є: вертикальні переміщення водія, пасажир в середній частині автобуса (пасажир 2), пасажир в задній частині автобуса (пасажир 3), екіпажу в передній частині автобуса (екіпаж 4) центру тяжіння кузова (рис. 2.5). Центри тяжіння передньої і задньої осей, кутові переміщення навколо поздовжньої x і поперечної y осей і кутові переміщення вздовж передньої і задніх осей x_1 , x_2 і x_3 , схематично позначені на рис.2.6.

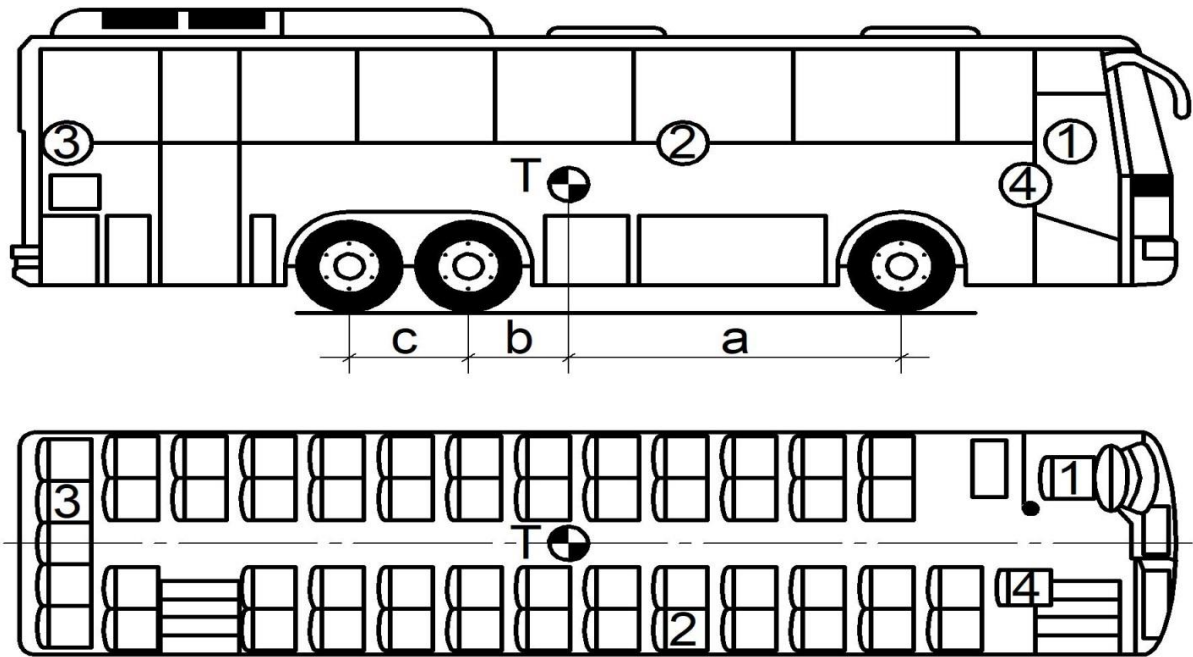


Рисунок 2.5 – Розміщення досліджуваних сидінь пасажирів, водія та екіпажу відносно положення центру ваги автобуса.

Вплив коливань, що передаються від дороги на тіла водія, екіпажу і пасажирів залежать від характеристик сидінь. Сидіння водія обладнано пневматичною підвіскою і амортизатором. Сидіння пасажирів жорстко закріплені, а їх подушки виконані з поліуретанової піни.

Аналіз плавності ходу вимагає запису диференціальних рівнянь руху для коливної моделі, показаної на рис. 2.6. Запишемо рівняння Лагранжа другого роду з урахуванням вищевикладених припущень для визначення амплітудних значень вертикальних переміщень пасажирів, водія і екіпажу:

$$m_v \ddot{z}_v + b_{sv} \dot{z}_v + C_{sv} z_v - b_{sv} \dot{z} - C_{sv} z - S_1 b_{sv} \dot{\varphi} - S_2 b_{sv} \dot{\theta} + S_2 C_{sv} \theta = 0 \quad (2.36)$$

$$m_{p1} \ddot{z}_{p1} + b_{sp1} \dot{z}_{p1} + C_{sp1} z_{p1} - b_{sp1} \dot{z} - C_{sp1} z + S_3 b_{sp1} \dot{\varphi} + S_3 C_{sp1} \varphi + S_4 b_{sp1} \dot{\theta} + S_4 C_{sp1} \theta = 0 \quad (2.37)$$

$$m_{p2} \ddot{z}_{p2} + b_{sp2} \dot{z}_{p2} + C_{sp2} z_{p2} - b_{sp2} \dot{z} - C_{sp2} z - S_5 b_{sp2} \dot{\varphi} - S_6 C_{sp2} \theta - S_6 C_{p2} \theta = 0 \quad (2.38)$$

$$m_{p3} \ddot{z}_{p3} + b_{sp3} \dot{z}_{p3} + C_{sp3} z_{p3} - b_{sp3} \dot{z} - C_{sp3} z - S_7 b_{sp3} \dot{\varphi} - S_8 C_{sp3} \theta - S_8 C_{p3} \theta = 0 \quad (2.39)$$

$$m_e \ddot{z}_v + b_{sv} \dot{z}_v + C_{sv} z_v - b_{sv} \dot{z} - C_{sv} z - S_1 b_{sv} \dot{\varphi} - S_2 b_{sv} \dot{\theta} + S_2 C_{sv} \theta = 0 \quad (2.40)$$

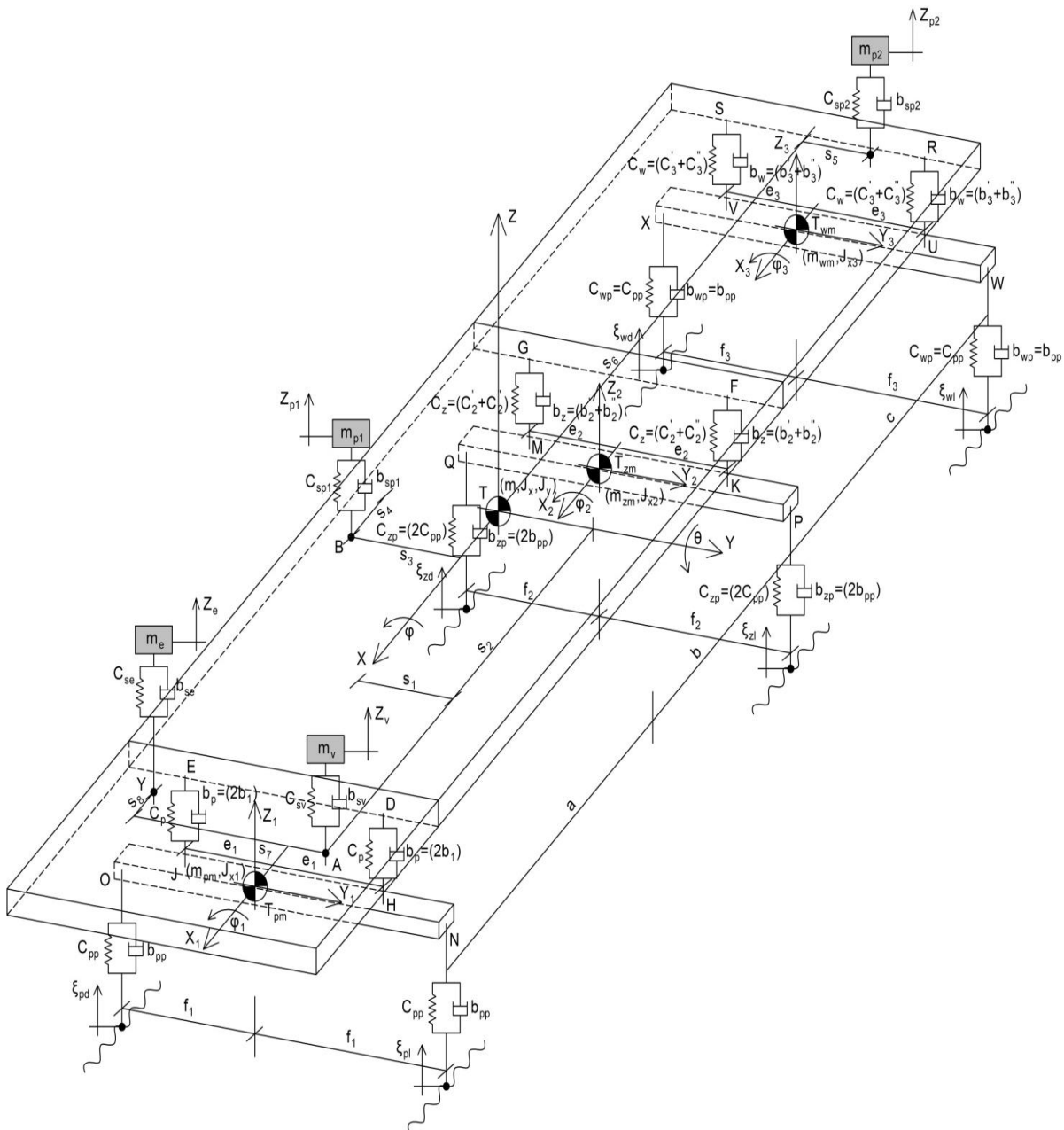


Рисунок 2.6 – Спрощена схема коливальної моделі підресорених і непідресорених мас тривісного автобуса

Умовні позначення масових і геометричних параметрів:

m_v – маса водія і сидіння;

m_{p1} - m_{p3} – маси пасажирів 1-3 з сидінням;

m_e – маса члена екіпажу;

m – маса підресорених частин повністю завантаженого автобуса;

m_{pm} – маса передньої осі;

m_{zm} – маса задньої осі;

J_x – момент інерції підресорених мас відносно осі x ;

J_y – момент інерції підресорених мас відносно осі y ;

J_{x1}, J_{x2} – моменти інерції непідресорених мас передньої і задньої осей;

l – колісна база;

a – відстань від передньої осі до центру тяжіння автобуса;

b – відстань від задньої осі до центру тяжіння автобуса;

f_1 – відстань від переднього правого і лівого коліс до центру тяжіння передньої осі;

e_1 – відстань від елементів підвіски передньої осі до центру ваги передньої осі і поздовжньої осі x відповідно;

f_2 – відстань від заднього правого і лівого коліс до центру тяжіння задньої осі;

e_2 – відстань від елементів підвіски задньої осі до центру ваги задньої осі та поздовжньої осі x , відповідно;

s_1, s_3, s_5, s_7 – відстані від пасажирських сидінь 1-3 та сидіння екіпажу до поздовжньої осі x ;

s_2, s_4, s_6, s_8 – відстані від пасажирських сидінь 1-3 та сидіння екіпажу до поперечної y осі;

r_a – відстань від елементів підвіски задньої осі до її центру.

Прийняті припущення для коливальної моделі є наступними:

- всі переміщення зосереджених мас навколо положення стаціонарної рівноваги малі;

- корпус автобуса, передня і задня осі є жорсткими тілами;

- коливання двигуна не враховується;

- характеристики всіх пружних і демпфуючих елементів є лінійними;

- шини мають постійний контакт з дорожнім покриттям;

- автобус рухається по прямій з постійною швидкістю.

Разом з тим характеристики демпфуючих елементів системи підресорювання, а також шин є нелінійними [163, 164].

Значення еквівалентної жорсткості і демпфування розраховуються з використанням виразів:

$$c_2 = c'_2 + c''_2 = \frac{c_2(b-r_a)^2}{b^2} + \frac{c_2(b+r_a)^2}{b^2} \quad (2.41)$$

$$b_2 = b'_2 + b''_2 = \frac{b_2(b-r_a)^2}{b^2} + \frac{b_2(b+r_a)^2}{b^2} \quad (2.42)$$

На рис.2.7 наведено схематичне зображення елементів підвіски на задній осі з характерною геометрією, яка була використана для визначення відповідної жорсткості і демпфування для коливальної моделі, зображеної на рис.2.6.

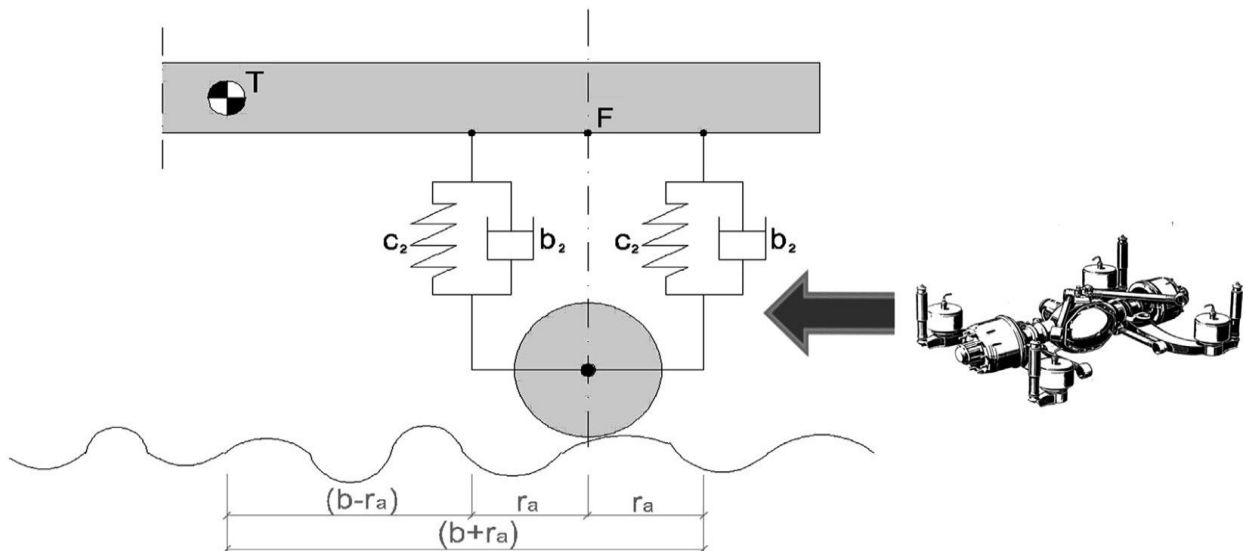


Рисунок 2.7 – Принципова схема для визначення характеристик плавності ходу однієї з задніх осей автобуса

Переміщення у вертикальній площині кузова відобразяться наступним чином:

$$m\ddot{z} + (b_{sv} + b_{sv1} + b_{sp2} + 2b_p + 2b_z)\dot{z} + (C_{sv} + C_{sp1} + C_{sp2} + 2C_p + 2C_z)z + (s_1b_{sv} - s_3b_{sp1} + s_s b_{sp2})\dot{\varphi} + (s_1c_{sv} + s_3c_{sp1} + s_3c_{sp2})\varphi - (s_2b_{sv} + s_4b_{sp1} - s_6b_{sp2} + 2ab_p - 2bb_z)\dot{\theta} - (s_2c_{sv} + s_4c_{sp1} - s_6c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z)\theta - b_{sv}\dot{z}_v - c_{sc}z_v - b_{sp1}\dot{z}_{p1} - c_{sp1}z_{p1} - b_{sp2}\dot{z}_{p2} - c_{sp2}z_{p2} - 2b_p\dot{z}_1 - 2c_pz_1 - 2b_z\dot{z}_2 - 2c_zz_2 = 0$$

(2.43)

Коливання відносно осей x та y :

$$\begin{aligned}
 j_x \varphi'' + (s_1^2 b_{sv} + s_3^2 b_{sp1} + s_3^2 b_{sp2} + 2e_1^2 b_p + 2e_2^2 b_z) \dot{\varphi} + (s_1^2 c_{sv} + s_3^2 c_{sp1} + \\
 + s_3^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \varphi - s_1 b_{sv} \dot{z}_v - s_1 c_{sv} z_v + s_3 b_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 c_{sp1} z_{p1} - \\
 + s_3^2 c_{sp2} + 2e_1^2 c_p + 2e_2^2 c_z) \varphi - s_1 b_{sv} \dot{z}_v - s_1 c_{sv} z_v + s_3 b_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_3 c_{sp1} z_{p1} - \\
 - s_5 c_{sp2} \dot{z}_{p2} - s_5 c_{sp2} z_{p2} + (s_1 b_{sv} - s_3 b_{sp1} + s_5 b_{sp2}) \dot{z} + (s_1 c_{sv} - s_3 c_{sp1} + \\
 + s_5 c_{sp2} z - (s_1 s_2 b_{sv} - s_3 s_4 b_{sp1} - s_5 s_6 b_{sp2}) \dot{\theta} - (s_1 s_2 c_{sv} - s_3 s_4 c_{sp1} \\
 - s_5 s_6 c_{sp2}) \theta - 2e_1^2 b_p \dot{\varphi}_1 - 2e_1^2 b_p \varphi_1 - 2e_1^2 b_2 \dot{\varphi}_2 - 2e_2^2 c_z \varphi_2 = 0 \quad (2.44)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_y \ddot{\theta} + (s_2^2 b_{sv} + s_4^2 b_{sp1} + s_6^2 b_{sp2} + 2a^2 b_p + 2b^2 b_z) \dot{\theta} + (s_2^2 c_{sv} + s_4^2 c_{sp1} + s_6^2 c_{sp2} + \\
 + 2a^2 c_p + 2b^2 c_z) \theta + s_2 b_{sv} \dot{z}_y + s_2 c_{sv} z_y + s_4 b_{sp1} \dot{z}_{p1} + s_4 c_{sp1} z_{p1} - s_6 b_{sp2} \dot{z}_{p2} - \\
 - s_6 c_{sp2} z_{p2} - (s_2 b_{sv} + s_4 b_{sp1} - s_6 b_{sp2} + 2ab_2 - 2bb_z) \dot{z} - (s_2 c_{sv} + s_4 c_{sp1} - \\
 - s_6 c_{sp2} + 2ac_p - 2bc_z) z - (s_1 s_2 b_{sv} - s_3 s_4 b_{sp1} - s_5 s_6 b_{sp2}) \dot{\varphi} - (s_1 s_2 c_{sv} - \\
 - s_3 s_4 c_{sp1} - s_5 s_6 c_{sp2}) + 2ab_p \dot{z}_1 + 2ac_p z_1 - 2bb_z \dot{z}_2 - 2bc_z z_2 = 0 \quad (2.45)
 \end{aligned}$$

Збурення від мікропрофілю подається на задню вісь із запізненням, яке залежить від інтенсивності коливань та швидкості руху і виражено залежностями:

$$\begin{aligned}
 \xi_{zd}(t) &= \xi_{pd} \left(t - \frac{l}{v} \right), \\
 \xi_{zl}(t) &= \xi_{pl} (t - t_1) \left(t - \frac{l}{v} \right)
 \end{aligned} \quad (2.46)$$

де t_1 - час між проходженням даної нерівності передньою і задньою осями.

У наступних двох диференціальних рівняннях введено збурення під передньою віссю.

$$\begin{aligned}
& m_{pm}\ddot{z}_1 + 2(b_p + b_{pp})\dot{z}_1 + 2(c_p + c_{pp})z_1 - 2b_p\dot{z} - 2c_p z + 2ab_p\dot{\theta} + 2ac_p\theta = \\
& = b_{pp}\xi_{pd} + c_{pp}\xi_{pd} + b_{pp}\xi_{pl} + c_{pp}\xi_{pl}
\end{aligned} \tag{2.47}$$

$$\begin{aligned}
& j_{z1}\ddot{\phi}_1 + 2(e_1^2 b_p + f_1^2 b_{pp})\dot{\phi}_1 + 2(e_1^2 c_p + f_1^2 c_{pp})\phi_1 - 2e_1^2 b_p\dot{\phi} - \\
& - 2e_1^2 b_p\phi = -f_1 b_{pp}\xi_{pd} - f_1 b_{pp}\xi_{pd} + f_1 c_{pp}\xi_{pl} + f_1 c_{pp}\xi_{pl}
\end{aligned} \tag{2.48}$$

$$\begin{aligned}
& m_{zm}\ddot{z}_2 + 2(b_z + b_{zp})\dot{z}_2 + 2(c_z + c_{zp})z_2 - 2b_z\dot{z} - 2c_z z - 2bb_z\dot{\theta} - 2bc_z\theta = \\
& = b_{zp}\xi_{zd} + c_{zp}\xi_{zl} + c_{zp}\xi_{zl}
\end{aligned} \tag{2.49}$$

$$\begin{aligned}
& j_{x2}\ddot{\phi}_2 + 2(e_2^2 b_z + f_2^2 b_{zp})\dot{\phi}_2 + 2(e_2^2 c_z + f_2^2 c_{zp})\phi_2 - 2e_2^2 b_z\dot{\phi} - \\
& - 2e_2^2 c_z\phi = -f_2 b_{zp}\xi_{zd} - f_2 c_{zp}\xi_{zd} + f_2 b_{zp}\xi_{zl} + f_2 c_{zp}\xi_{zl}
\end{aligned} \tag{2.50}$$

Коливальні вертикальні збурення від нерівностей дороги до непідресорених мас вводяться через контакт шин передньої і задніх осей. У диференціальних рівняннях (2.47) і (2.48) задається мікропрофіль дорожнього покриття під передніми правою і лівою шинами ξ_{pd} і ξ_{pl} , відповідно. Мікропрофіль дороги на задніх правому і лівому колесах, ξ_{zd} і ξ_{zl} , відповідно, фігурують в диференціальних рівняннях. (2.49) і (2.50).

2.3. Ітераційний метод визначення центру ваги дво- і трьохвісного автобуса

Для проведення імітаційного моделювання на основі характеристик реальних моделей автобусів, необхідним є аналітичне визначення координат центру ваги.

Визначимо центр ваги тривісного автобуса, зображеного на рис. 2.8. У загальному випадку, автобус може бути представлений композицією певним чином сполучених секторів [162], причому кожен сектор кузова являє собою окреме

структурне формування закритого простору, утворене паралельними площинами CP .

Ці площини обов'язково містять між собою стійку (рис.2.9, а). Точка Cr лежить на перетині середин висоти вікна та ширини стійки і знаходиться у площині CP . У даний замкнутий простір між перпендикулярними до повздовжньої осі автобуса площинами належать частини вікон і дверей, бокові стінки, забудова структури підлоги нижньої частини та каркас даху. Якщо точка Cr на взаємно-протилежних стійках лівої та правої боковин розміщена не в одній перпендикулярній площині, слід розглядати окремі півплощини, які проходять через відповідні боковини CP (рис.2.9, б).

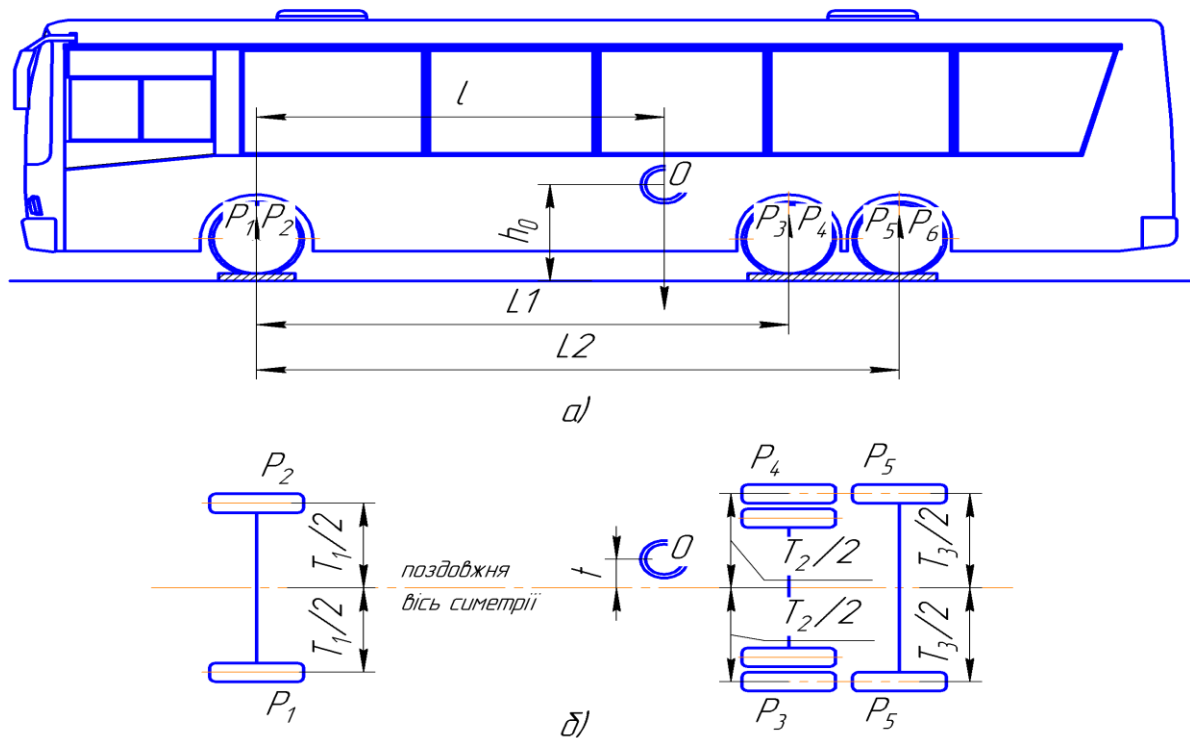


Рисунок 2.8 – Положення центру мас у: а) вертикальній площині; б) горизонтальній площині

На рис. 2.8: l – відстань від центру мас до передньої осі, мм; t – відстань від центру мас до поздовжньої осі, мм; h_0 – висота положення центру мас над горизонтальною поверхнею дороги при відповідному тиску в шинах для досліджуваної моделі автобуса.

Довжина сектору вимірюється відрізком поздовжньої осі, відсіченим перпендикулярними площинами CP_i та CP_{i+1} , що дозволяє розрізнити два її граничні положення – максимальне та мінімальне. Максимальну величину довжини прольоту сектора між двома сусідніми стійками конструкції вікна (дверей) визначимо як:

$$(W_j)_{\max} = \frac{1}{2}(a + b), \quad (2.51)$$

де: a – ширина рамки вікна перед j -ю стійкою; b – ширина рамки вікна позаду j -ї стійки.

У випадку, коли стійка спільного сектору протилежної боковини знаходиться в іншій поперечній півплощині чи пройми вікон відповідних сторін мають різні довжини, загальна довжина W_j прольоту сектора визначатиметься як:

$$(W_j)_{\max} = \frac{1}{2}(a_{\min} + b_{\min} - 2L), \quad (2.52)$$

де: a_{\min} – мінімальне значення величин ar або al ; b_{\min} – мінімальне значення величин br або bl ; L – поздовжнє зміщення між вертикальними осями стійок лівої та правої боковин, проведеними через точки CP .

При цьому, мінімальна довжина прольоту сектора повинна включати розмір стійки разом з обличкуванням. За умови, коли нахилена під кутом стійка та радіус кута заокруглення вікна більші, ніж половина довжини сусіднього вікна, тоді наступну стійку слід включити до цього ж сектору. Відстань між двома секторами може визначатися по відповідним точкам CP . Віддаль між сектором та центром мас автобуса визначається перпендикуляром, який проведено із центру мас до площини CP . Сектори між собою жорстко з'єднані, причому мають у своїй структурі елементи двох типів.

Виробник визначає місце розміщення кожної конкретної маси в секторі, що дає змогу вирахувати величину поглиненої енергії та вплив розміщення даної маси на несучу здатність кожного сектора, зокрема, і автобуса в цілому.

Сума мас складових j -ого сектору співвідноситься до маси сектору m_j як:

$$\sum_{k=1}^s m_{jk} \geq m_j \quad (2.53)$$

де: m_{jk} – маса кожної складової сектору; s – число окремих мас в секторі.

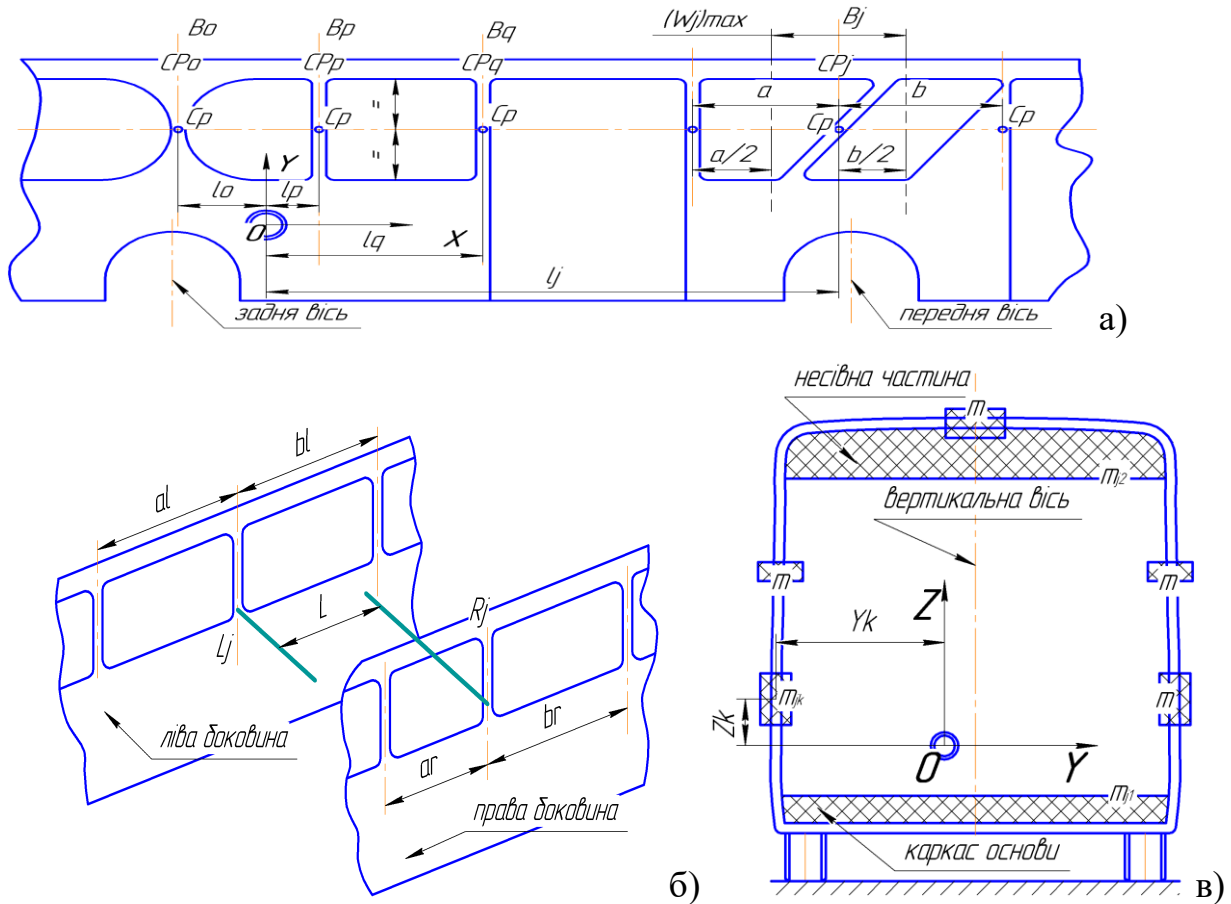


Рисунок 2.9 - Представлення каркасу кузова автобуса у вигляді композиції взаємопов'язаних секторів: а) вид збоку; б) при розбіжності розміщення точки C_p взаємно-протилежних стійок; в) визначення центру ваги складових по сектору

Сума мас секторів пов'язана із масою M автобуса за такою залежністю:

$$\sum_{j=1}^n (m_j) \geq M \quad (2.54)$$

де: m_j – маса, що відноситься до j -ого сектору; n – номер стійки в каркасі кузова. $M=M_k$, для порожнього автобуса або M_t – для автобуса у повністю завантаженому стані.

Для збереження тотожності центр мас складових сектору повинен бути розміщеними в тій самій поперечній площині, що й центр мас всього даного сектору [163]:

$$\sum_{k=1}^s m_{jk} y_k \equiv \sum_{k=1}^s m_{jk} z_k \equiv 0 \quad (2.55)$$

де: y_k – відстань від осі Z до маси k складової сектору (знак "+" при розміщенні з однієї сторони від осі та знак "-" - при розміщенні з протилежної); z_k – відстань від осі Y до маси k^{th} складової сектору і має знак "+" при розміщенні з однієї сторони і "-" при розміщенні з другої.

При цьому, знак "+" встановлюється при розміщенні k -ї маси з однієї сторони від осі, а при розміщенні з протилежної приймається знак "-" (рис.2.9, в).

За приведеною методологією, замовник чи завод-виробник отримує навантажувальну схему розміщення складових вузлів та агрегатів та інших елементів з їх відповідними положеннями центрів мас (рис.2.9), проте для визначення масово-центрових характеристик просторового каркасу кузова як невід'ємної складової розрахункової моделі досліджуваного автобуса слід враховувати відповідний алгоритм.

Розіб'ємо просторову ферму кузова на структурні силові елементи із забудовою підлоги та каркасу даху, передньої, задньої частини та боковин, та виділимо площинні та об'ємні, за своєю геометрією, складові. До площинних віднесемо каркас лівої та правої боковин разом із їх обличкуванням (рис.2.10). Вони утворені трубами різного сортаменту та обличкувальними листами, які закладаємо в модель у вигляді простих геометричних фігур, як прямокутники, трапеції, тощо.

Застосуємо методику визначення положення центру мас плоскої фігури, обмежену лініями $y=f_1(x)$, $y=f_2(x)$, яка являє собою матеріальний плоский елемент із масою одиниці поверхні (поверхневої густини) незмінної величини, рівної δ для всіх

елементарних її частинок. При переході до межі $\Delta X_i \rightarrow 0$, положення центру мас даної фігури визначається за наступними співвідношеннями:

$$X_c = \frac{\int_a^b x[f_2(x) - f_1(x)]dx}{\int_a^b [f_2(x) - f_1(x)]dx}; \quad Y_c = \frac{\frac{1}{2} \int_a^b [f_2(x) + f_1(x)][f_2(x) - f_1(x)]dx}{\int_a^b [f_2(x) - f_1(x)]dx} \quad (2.56)$$

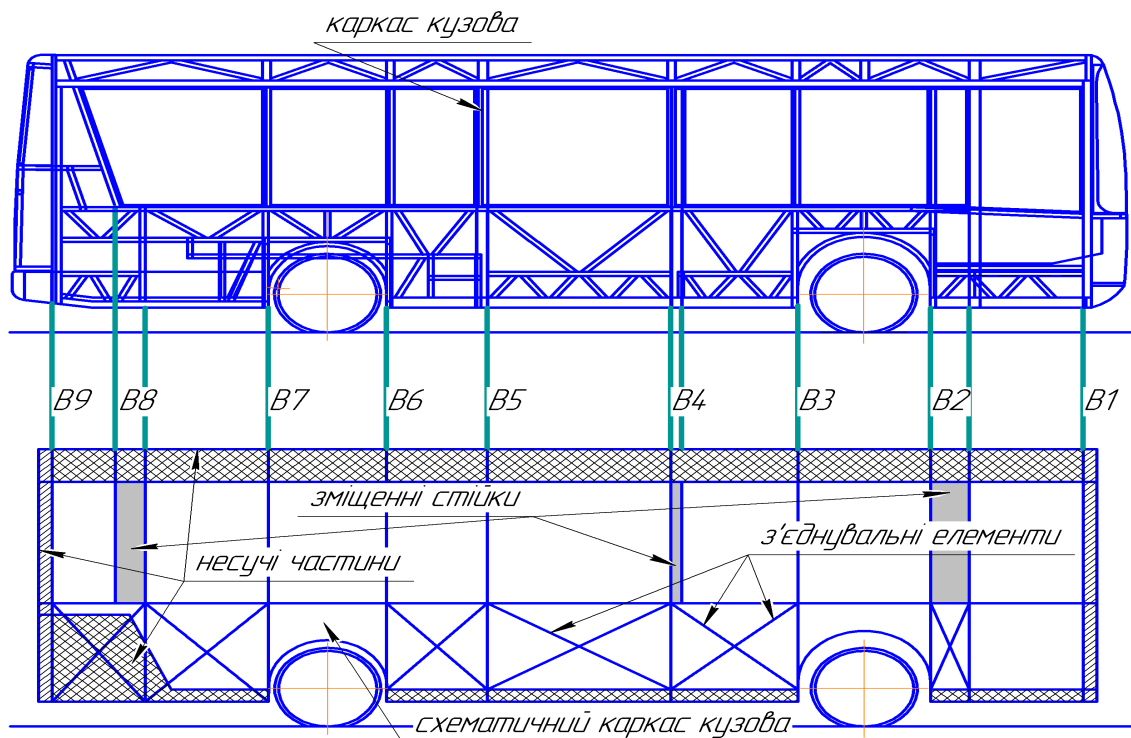


Рисунок 2.10 – Розбивка правої боковини каркасу кузова автобуса на сектор.

На основі залежностей для X_c та Y_c можемо скласти алгоритми роботи розрахункового модуля на основі C++ або Delphi, бібліотека команд котрих є доступною для переважної більшості сучасних конструкторських комплексів у вигляді інтегрованих плагінів. При цьому задаються наступні крайові умови:

- маса рівномірно розподілена вздовж границі багатокутника;
- маса рівномірно розподілена по області, обмеженій багатокутником.

Перший спосіб наближення ефективно застосувати при аналізі ділянки структури боковини, утвореної повторювальними елементами з трубами спільного сортаменту, другий є доцільнішим при аналізі елементів складної форми, які

потребують розбиття на складніші за формою складові частини (надколісні арки, сходження боковини із заднім звисом або мотовідсіком, тощо). Для об'ємних, за своєю геометрією, складових (забудова каркасу мотовідсіку, передня та задня частини, просторова ферма даху) слід звернутись до методики визначення центру мас твердого однорідного тіла, для якого вага p_k будь-якої його частини пропорційна об'єму v_k . Загальна вага всього тіла P пропорційна сумарному об'єму V цього ж тіла, тобто: $P = \gamma V$, де γ – вага одиниці об'єму. Задаючись такими визначеннями, координати центру ваги приймають вигляд:

$$X_c = \frac{\sum v_k x_k}{V}; Y_c = \frac{\sum v_k y_k}{V}; Z_c = \frac{\sum v_k z_k}{V} \quad (2.57)$$

Причому, як видно із залежностей, центр мас боковини із її обличкуванням залежить лише від геометричної форми твердого тіла і не залежить від густини. Володіючи фізичними закономірностями розміщення центру мас у твердому тілі застосовуємо наступні твердження для розрахункових модулів відповідних мов програмування:

- симетрія однорідного тіла із площиною, віссю або центром симетрії, до яких належить центр мас, наприклад, якщо однорідне тіло розбивається площиною симетрії на 2 однакові частини вагою p_1 та p_2 , то центри їх ваги рівновіддалені від розглядуваної площини, а центр мас тіла, через який проходить рівнодійна паралельних сил p_1 та p_2 , належить до площини симетрії;

- доповнення – є частковим випадком методу розбиття та застосовується до тіл із вирізами у випадку, якщо відоме положення центру мас тіла без вирізу та вирізаної частини відомі;

- розбиття тіла на кінцеву кількість елементів, для яких є відомим положення центру мас;

- інтегрування є видом розбиття тіла на довільно дрібніші об'єми Δv_k застосовується у тих випадках, коли кількість елементів розбиття невідома.

Кількість доданків у формулі зведеного центру мас відповідає кількості елементів. Координати центру мас визначатимуться:

$$X_c = \frac{1}{V} \int_{(v)} X dv; Y_c = \frac{1}{V} \int_{(v)} Y dv; Z_c = \frac{1}{V} \int_{(v)} Z dv \quad (2.58)$$

Володіючи координатами зведеного центру мас для просторової конструкції каркасу кузова з попередньо визначеними положеннями зосереджених мас відповідних вузлів та агрегатів у секторах, можемо перейти до складання рівнянь рівноваги автобуса по головних осях [163]. Координати розміщення центру мас у вертикальній площині (рис.2.8) визначимо як:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases}, \begin{cases} \sum F_z = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n - M_k g = 0 \\ \sum M_A = F_1 y_1 + \dots + F_n y_n - M_k g \cdot y_k = 0 \end{cases} \quad (2.59)$$

де: $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ – вага відповідних вузлів та агрегатів, складових елементів оснащення та облицювання автобуса, Н; $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$ – відстані від довільно обраної точки дотику колеса із дорогою до центрів мас відповідних складових елементів із значеннями ваги $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$, мм

Провести перевірку результатів визначення положення координат центру мас розрахунковим методом можна, співставивши отримані значення із фактичними при натурному виважуванні автобуса у нормованих умовах. При цьому, повздовжнє l_1 та поперечне t положення координат центру мас має бути визначене при розміщенні автобуса на горизонтальній площині, коли кожне колесо або здвоєні колеса знаходяться на індивідуальних вагах, причому, положення керованого колеса має відповідати прямолінійному рухові.

Індивідуальні покази кожної з ваг мають бути відмічені одночасно та використовуються, щоб обчислити повну масу автобуса та його центр мас.

Відстань від центру мас до центру сліду колеса передньої осі обчислимо за виразом:

$$l = \frac{(P_3 + P_4) \cdot L_1 + (P_5 + P_6) \cdot L_2}{(P_{\text{total}})} \quad (2.60)$$

де: P_1 – реакція опори лівого колеса першої осі; P_2 – реакція опори правого колеса першої осі; P_3 – реакція опори лівого коліс (колеса) другої осі; P_4 – реакція опори правого коліс (колеса) другої осі; P_5 – реакція опори лівого колеса третьої осі; P_6 – реакція опори лівого колеса третьої осі; L_1 – міжосьова відстань між першою та другою осями; L_2 – міжосьова відстань між першою та третьою осями

Загальна реакція, яка врівноважується вагою автобуса становить:

$$P_{\text{total}} = (P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6) \quad (2.61)$$

Координата t центру мас визначається за наступною залежністю:

$$t = \left((P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} + (P_5 - P_6) \frac{T_3}{2} \right) \cdot \frac{1}{P_{\text{total}}}, \quad (2.62)$$

де: T_1 – міжцентрова відстань між осями відбитків шин першої осі; T_2 – міжцентрова відстань між осями відбитків шин другої осі; T_3 – міжцентрова відстань між осями відбитків шин третьої осі.

Дана залежність є справедливою лише для випадку, коли середини міжцентрових відстаней T_1 , T_2 , T_3 знаходяться на повздовжній осі автобуса. Величина t набуває від'ємного значення, коли центр мас розміщений справа по ходу транспортного засобу.

2.4. Формування вхідного збурення від мікропрофілю дорожнього покриття

Вхідне збурення у найбільш загальному випадку є індивідуальним і залежить від поверхні дорожнього покриття під лівою і правою частинами ТЗ і колії, оскільки вони суттєво відрізняються для одно- і двоскатного виконання. Тому розглянемо для пасажирського сидіння найпростішу систему підресорювання при його жорсткому закріпленні, у якій:

- $m_{\Pi}, m_{Ш}$ – підресорені і непідресорені маси, кг;
- $z_{\Pi}, z_{Ш}$ – переміщення підресорених і непідресорених мас, м;
- $k_{\Pi}, k_{Ш}$ – коефіцієнти лінійно-в'язкого тертя в підвісці і шинах відповідно, Н·с/м;
- $c_{\Pi}, c_{Ш}$ – коефіцієнти жорсткості підвіски і шин, Н/м;
- q – задане кінематичне збурення, м.

Переміщення $z_{Ш}(s)$, $z_{\Pi}(s)$, $q(s)$ у перетвореннях Лапласа $z_{Ш}(t)$, $z_{\Pi}(t)$, $q(t)$ дадуть передавальні функції двохмасової системи по переміщеннях підресореної і непідресореної мас і описуються співвідношеннями:

$$W_{=uq}(s) = \frac{z_u(s)}{q(s)} = \frac{(k_u s + c_{\Pi})(m_{\Pi} s^2 + k_{\Pi} s + c_{\Pi})}{\Delta} \quad (2.63)$$

$$W_{=\Pi q}(s) = \frac{z_{\Pi}(s)}{q(s)} = \frac{(k_u s + c_{\Pi})(k_{\Pi} s + c_{\Pi})}{\Delta} \quad (2.64)$$

Враховуючи, що:

$$\Delta = m_{\Pi} m_u s^4 + [(k_{\Pi} + k_u) m_{\Pi} + k_{\Pi} m_u] s^3 + [(c_{\Pi} + c_u) m_{\Pi} + c_{\Pi} m_u + k_{\Pi} k_u] s^2 + (c_{\Pi} k_u + c_u k_{\Pi}) + c_{\Pi} c_u \quad (2.65)$$

тоді передавальна функція по прискоренням підресореної маси відносно збурення матиме вигляд:

$$w_{z\ddot{u}q}(s) = s^2 w_{z\ddot{u}q}(s) = s^2 \cdot \frac{(k_{\text{ш}}s + c_{\text{п}})(k_{\text{п}}s + c_{\text{п}})}{\Delta} \quad (2.66)$$

а передавальна функція по прогину і швидкості прогину підвіски:

$$w_{\Delta z d}(s) = w_{z\text{ш}q}(s) - w_{z\text{п}q}(s) = \frac{m_{\text{п}}s^2(k_{\text{ш}}s + c_{\text{п}})}{\Delta} \quad (2.67)$$

$$w_{\Delta z'q}(s) = s \left(w_{z\text{ш}q}(s) - w_{z\text{п}q}(s) \right) = \frac{m_{\text{п}}s^3(k_{\text{ш}}s + c_{\text{п}})}{\Delta} \quad (2.68)$$

Застосувавши з довідкових даних спектральну густину збурень $G_q(\omega)$ (див табл.2.1), наступним співвідношенням визначимо середньоквадратичне відхилення прискорення підресореної маси:

$$\sigma_{z\ddot{u}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} |H_{z\ddot{u}q}(\omega)|^2 G_q(\omega) d\omega} \quad (2.69)$$

де амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) системи по віброприскоренню підресореної маси визначається як:

$$H_{z\ddot{u}q}(\omega) = |w_{z\ddot{u}q}(j\omega)| \quad (2.70)$$

Таблиця 2.1 – Характеристики ділянок доріг для випробувань на плавність ходу

Тип дороги	Вид дороги	Довжина ділянки, м	Діапазон хвиль, м	Середньоквадратичні значення висот нерівностей, м
I	Цементнобетонна динамічна	1000	0,40–40	$0,6 \cdot 10^{-2}$
II	Бруківка рівнозамощена	1000	0,25–25	$1,1 \cdot 10^{-2}$

Статистичні характеристики мікропрофіля дорожнього покриття задаються дисперсією висот мікропрофіля і загальним апроксимованим виразом:

$$p_q(l) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\alpha_i l} \cos \beta_i l \quad (2.71)$$

де A_i , α_i , β_i – коефіцієнти, що характеризують ступінь нерегулярності та вузькополосність випадкової функції мікропрофіля.

У таблиці 2.2 наведені параметри, що входять в загальний апроксимований вираз нормованої кореляційної функції, для різних типів доріг.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти апроксимації кореляційної функції, для різних типів доріг

Тип дороги	Дисперсія висот мікропрофілю $D_q \cdot 10^4, \text{ м}^2$	A_1	A_2	α_1	β_1	α_2	β_2
				м^{-1}			
I	0,36	1,000	0	0,15	0	0	0
II	1,21	1,000	0	0,45	0	0	0
III	8,41	0,850	0,15	0,15	0	0,2	2,00

В результаті стануть відомими передавальні функції:

– передавальна функція вертикальних переміщень підресореної маси:

$$W_{z_0q}(s) = \frac{z_0(s)}{q(s)} \quad (2.72)$$

– передавальна функція поздовжньо-кутових переміщень підресореної маси:

$$W_{\varphi_0q}(s) = \frac{\varphi_0(s)}{q(s)} \quad (2.73)$$

– передавальна функція вертикальних переміщень i -го колеса:

$$W_{z_iq}(s) = \frac{z_i(s)}{q(s)} \quad (2.74)$$

Для i -ї осі передавальна функція прогину підвіски та шин визначається, як:

$$\begin{aligned} w_{z_{\pi i q}}(s) &= w_{z_{0 q}} + l_i w_{\varphi_{0 q}} - w_{z_{i q}} \\ w_{z_{m i q}}(s) &= 1 - w_{z_{i q}} \end{aligned} \quad (2.75)$$

Згідно [164] спектральна густина збурення задається:

$$G_q(\omega) = 4D_q g_q(\omega) \quad (2.76)$$

де $g_q(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \alpha_1 V^2 ((\alpha_1 V)^2 + (\beta_1 V)^2 + \omega^2)}{\omega^4 + 2((\alpha_1 V)^2 - (\beta_1 V)^2)\omega^2 + ((\alpha_1 V)^2 + (\beta_1 V)^2)^2}$ – нормована спектральна густина збурення, отримана з виразу нормованої кореляційної функції виду (2.71) після інтегрування і заміни $\theta = \omega / V$

Перейдемо до граничних умов у випадку, коли мають місце випадкові процеси, що характеризують вихід пружного пристрою на режим спрацювання обмежувача ходу і відрив колеса від дороги. Імовірність виникнення зазначених режимів можна оцінити з використанням функції розподілу, яка має нормальний закон, а величини, що характеризують якість системи підресорювання визначатимуться:

- дисперсією вертикальних прискорень підресореної маси:

$$D_{\bar{z}_0} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega} G_q \omega \cdot |H_{\bar{z}_{0q}}(\omega)|^2 d\omega \quad (2.77)$$

- дисперсією поздовжньо-кутових прискорень підресореної маси

$$D_{\bar{\varphi}_0} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\omega} G_q \omega \cdot |H_{\bar{\varphi}_{0q}}(\omega)|^2 d\omega \quad (2.78)$$

- ймовірністю пробою підвіски i -ї осі

$$P_{z_{\Pi}} = P\{z_{\Pi} > h_{z_{\Pi}}\} = 0,5 \left[1 - \Phi \left(\frac{h_{z_{\Pi}}}{\sqrt{2 \cdot \sigma_{z_{\Pi}}}} \right) \right] \quad (2.79)$$

$$\sigma_{z_{\Pi}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \int_0^{\omega} G_q(\omega) \cdot |H_{z_{\Pi}q}(\omega)|^2 d\omega$$

- ймовірністю відриву колеса i -ї осі від дорожнього покриття

$$P_{z_{u_1}} = P\{z_{u_1} > h_{z_{u_1}}\} = 0,5 \left[1 - \Phi \left(\frac{h_{z_{u_1}}}{\sqrt{2 \cdot \sigma_{z_{u_1}}}} \right) \right] \quad (2.80)$$

$$\sigma_{z_{u_1}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}} \int_0^{\omega} G_q(\omega) \cdot |H_{z_{u_1}q}(\omega)|^2 d\omega \quad (2.81)$$

Вищенаведене дозволить визначення необхідні величини демпфування з цільової функції оптимізаційної задачі.

2.5. Висновки до другого розділу

1. Розглянуто ітераційний метод з алгоритмом Ньютона-Рафсона, який можна застосувати для опису коливних процесів, що відбуваються з кузовом автобуса в наслідок дії нерівностей дорожнього покриття при передачі вертикальної складової збурючої сили через шину та систему підресорювання автобуса. Як результат отримано запис рівнянь руху відповідних коливних підсистем автобуса.

2. Описана просторова коливна модель кузова автобуса з урахуванням характерних місць в салоні автобуса, а саме місць дослідження віброколивань, що діють на водія, екіпаж та пасажирів автобуса з відповідним впливом нерівностей дорожнього покриття, які діють як на передню так і на задню вісь автобуса.

3. Проаналізовано та опрацьовано алгоритм визначення масово-центрових характеристик просторового каркасу кузова як невід'ємної складової розрахункової

моделі досліджуваного автобуса, з відповідним наведення розрахункових залежностей для визначення абсолютного значення координат центру мас автобуса, при неможливості отримання відпохвідних координат дослідним шляхом.

4. Розглянуто та опрацьовано залежності, які є базою для формування сигналу збурень, які виникають в наслідок нерівностей дорожнього покриття, що власне і є причиною появи вібронавантажень в салоні автобуса. В тому числі, розглянуто і випадкові процеси при русі автобуса по реальних дорогах.

РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ВІБРОНАВАНТАЖЕНОСТІ ВОДІЯ ТА ПАСАЖИРІВ В САЛОНІ АВТОБУСА МЕТОДОМ ІМАТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Формування імітаційної моделі руху автобуса по дорозі заданного мікропрофілю

Математичне моделювання віброколивань в салоні автобуса, які описуються громіздкою системою рівнянь, поданих вище, дозволяє кількісно (амплітудні значення пікових вібронанвантажень, час згасання коливань) та якісно (візуальне співставлення графіків коливань) оцінити демпфуючі характеристики підвіски та сидінь в різних, найбільш характерних точках салону автобуса.

Разом з цим, використання лише математичного апарату є цілковито не виправданим з точки зору ресурсозатратності та ефективності для оцінки різноманітних варіантів. Як правило, будь яка математична модель передбачає її реалізацію засобами програмного забезпечення на ПК. Однак, немає абсолютної однозначності при виборі засобів моделювання.

Доцільно розглянути три доступні варіанти: за допомогою мови програмування високого рівня (Delphi, C та ні.), шляхом імітаційного моделювання (Matlab Simulink) та за допомогою плагінів візуалізаційного моделювання для SolidWorks.

Перший спосіб, хоч і має безперечну перевагу – на виході можна отримати готовий програмний продукт, для роботи з яким не потрібно додаткових навичок в програмуванні чи в математичному моделюванні, однак така програма є найбільш складною в реалізації, досить громіздкою та важко піддається кастомізації.

Другий варіант дозволяє порівняно легко задавати вихідні параметри, тобто робота оператора не вимагає обширних знань та навичок (а це досить важливо в контексті впровадження результатів). Сама побудова моделі базується на поєднанні модулів (блоків), що надає такій моделі широкі можливості щодо гнучкості для внесення змін, які відображають конструктивні особливості транспортного засобу,

але робота самої моделі не є автономною і вимагає встановлення на комп'ютері користувача середовища Matlab Simulink.

Третій спосіб характеризується тим же недоліком, що й попередній, але він є найбільш наочним і надає можливості проведення ефективної якісної оцінки процесу коливань. Разом з тим, при потребі внесення змін в структуру самої моделі необхідно проводити розробку solid-моделі кожного з елементів конструкції, що не дозволяє використовувати цей метод для поставленої задачі.

Таким чином, для реалізації математичної моделі коливань в різних точках салону автобуса доцільно скористатися можливостями системи імітаційного моделювання Matlab Simulink. Ґрунтуючись на описаних вище математичних залежностях, відомих з теорії [2-4] основах щодо найбільш вібронавантажених точок в салоні автобуса, а також прийнявши можливість спростити описану в Розділі 2 просторову коливну модель до аналогічної моделі в двох координатних осях (горизонтальній та вертикальній) запишемо рівняння 2.36-2.45 для схеми, зображеної на рис. 3.1. у вигляді:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} & \left[-k_5(x_1 - x_5 + d_4\beta) - c_5(\dot{x}_1 - \dot{x}_5 + d_4\dot{\beta}) - k_9(x_1 - x_7 + d_1\beta) - c_9(\dot{x}_1 - \dot{x}_7 + d_1\dot{\beta}) - \right. \\ & k_4(x_1 - x_4 - d_2\beta) - c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4 - d_2\dot{\beta}) - k_8(x_1 - x_6 - d_3\beta) - c_8(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - d_3\dot{\beta}) + k_3(x_3 - x_1 - \\ & \left. l_2\beta) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - l_2\dot{\beta}) \right] \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} = \frac{1}{I} & \left[-d_4(-k_5(x_1 - x_5 + d_4\beta) - c_5(\dot{x}_1 - \dot{x}_5 + d_4\dot{\beta})) - d_1(-k_9(x_1 - x_7 + d_1\beta) - c_9(\dot{x}_1 - \dot{x}_7 - \right. \\ & \left. d_1\dot{\beta})) + d_2(-k_4(x_1 - x_4 - d_2\beta) - c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4 - d_2\dot{\beta})) + d_3(-k_8(x_1 - x_6 - d_3\beta) - c_8(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 + \right. \\ & \left. d_3\dot{\beta})) - l_1(k_3(x_3 - x_1 + l_1\beta) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1 + l_1\dot{\beta})) + l_2(k_2(x_2 - x_1 - l_2\beta) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - l_2\dot{\beta})) \right] \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} \left[-k_2(x_2 - x_1 - l_2\beta) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 - l_2\dot{\beta}) + k_6(q_2 - x_2) + c_6(\dot{q}_2 - \dot{x}_1) \right] \quad (3.3)$$

$$\ddot{x}_3 = \frac{1}{m_3} \left[-k_3(x_3 - x_1 - l_1\beta) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_1 + l_1\dot{\beta}) + k_7(q_3 - x_3) + c_7(\dot{q}_3 - \dot{x}_3) \right] \quad (3.4)$$

$$\ddot{x}_4 = \frac{1}{m_4} \left[k_3(x_1 - x_4 - d_2\beta) + c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4 + d_2\dot{\beta}) \right] \quad (3.5)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{1}{m_5} [k_5(x_1 - x_5 - d_4\beta) + c_5(\dot{x}_1 - \dot{x}_5 + d_4\dot{\beta}) - k_{10}(x_5 - x_8) - c_{10}(\dot{x}_5 - \dot{x}_8)] \quad (3.6)$$

$$\dot{x}_6 = \frac{1}{m_6} [k_8(x_1 - x_6 - d_3\beta) + c_8(\dot{x}_1 - \dot{x}_6 - d_3\dot{\beta})] \quad (3.7)$$

$$\dot{x}_7 = \frac{1}{m_7} [k_9(x_1 - x_7 + d_1\beta) + c_9(\dot{x}_1 - \dot{x}_7 + d_1\dot{\beta})] \quad (3.8)$$

$$\dot{x}_8 = \frac{1}{m_8} [k_{10}(x_5 - x_8) + c_{10}(\dot{x}_5 - \dot{x}_8)] \quad (3.9)$$

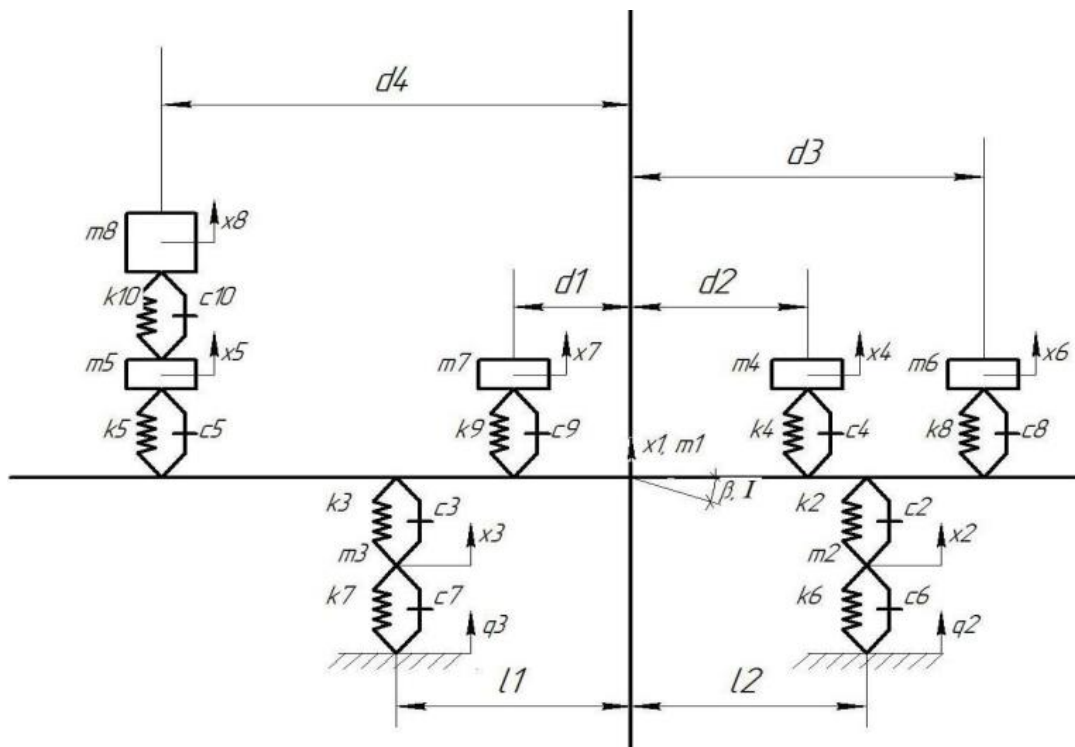


Рисунок 3.1 – Спрощена розрахункова схема підвіски автобуса з водієм та пасажирями

На рис. 3.1: x_8 – вертикальні переміщення водія; x_5 – вертикальні переміщення не підресореної частини сидіння водія x_7 , x_4 – вертикальні переміщення пасажирів, сидіння яких розташовані в базі; x_6 – вертикальні переміщення пасажирів, сидіння яких розташовані у задньому звісі; x_1 –

вертикальні переміщення центру мас кузова автомобіля; x_2 , x_3 – відповідно вертикальні переміщення коліс переднього та заднього моста автобуса; q_2 , q_3 – відповідно збурення з боку дороги, що діють на передні та задні колеса автобуса; m_8 , m_7 , m_4 , m_6 – маса водія та пасажирів відповідно; m_1 – маса підресорених частин автобуса; m_2 , m_3 – відповідно маси не підресорених частин підвіски автобуса; m_5 – не підресорена маса водійського сидіння автобуса; l_1 , l_2 – відповідно відстань від центру мас автобуса до передніх та задніх коліс; d_1 , d_2 , d_3 , d_4 – відстань від центру мас автобуса до відповідних сидінь водія та пасажирів; β – кутові переміщення автобуса навколо осі, що проходить перпендикулярно до площини рисунка.

Загальна структура математичної моделі прямолінійного руху автобуса у програмному середовищі MATLAB Simulink представлена на рис. 3.2.

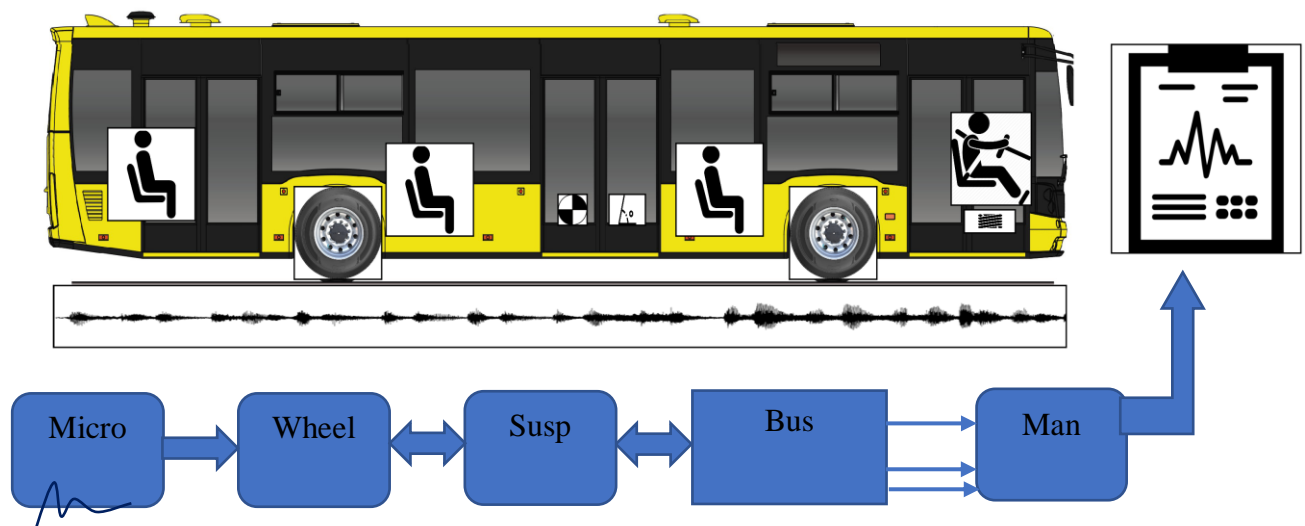


Рисунок 3.2 – Загальна структурна схема імітаційної моделі руху автобуса по дорозі з визначеним мікропрофілем для отримання значень вібропоказників роботи підвіски

Для формування вхідного сигналу у вигляді збурень від мікропрофіля дорожнього покриття, отримані у Розділі 2.4 залежності, що описують характеристики мікропрофіля і задаються дисперсією висот і загальним апроксимованим виразом нормованої кореляційної функції (2.71) запишемо у вигляді функції випадкової величини:

$$\frac{d}{dt}z_R(t) = -\alpha Vz_R(t) + \omega(t) \quad (3.10)$$

де $\omega(t)$ – дискретний білий шум з відповідною спектральною густиною $\psi\omega$; α – величина, обернена до сталої часу, що залежить від типу дорожнього покриття, рад/м; V – швидкість руху.

Залежність (3.10) зручно реалізувати засобами Matlab/Simulink у такому вигляді (рис. 3.2):

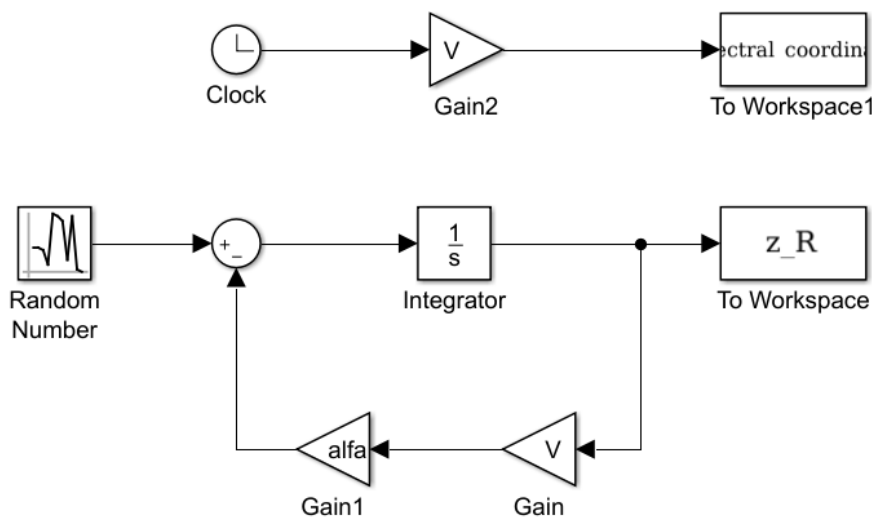


Рисунок 3.2 – Структурна схема реалізації мікропрофілю дороги в середовищі Matlab/Simulink








Швидкість руху автобуса в тому числі задається безпосередньо і при моделюванні самої динамічної системи підвіски та встановлюється за допомогою блоку Transport Delay. Дана команда реалізовує затримку вхідного сигналу на заданий час. Таким чином, визначивши час між проходженням передньою і задньою віссю відповідної точки на графіку мікропрофілю, можна задати швидкість руху.

Дане збурення поступає на вхід блоку «Wheel» (для задньої осі автобуса з зсувом у часі що формується заданою швидкістю руху і колісною базою автобуса). Це дозволяє промоделювати коливання невідвіснених мас (з врахуванням характеристик шин та передньої і задньої підвісок). Блок «Susp» служить двома вхідними сигналами для визначення поздовжнього кута коливання кузова (2) та

вертикальних віброприскорень центру мас кузова (блок «Bus») з врахуванням характеристик сидіння водія та пасажирів та віддаленості від центра мас ($d1-d4$, рис.1). У блоці «Map» визначається вібронавантаженість на сидінні водія та пасажирів у характерних точках (в т.ч. останнього ряду сидінь у задньому звисі). У блоці «Plt» представлення результатів досліджень у графічному вигляді.

Для побудови імітаційної моделі на базі диференційних рівнянь 1-9, згрупованих у блоки «Wheel», «Susp», «Bus» та «Map», що представлені в загальній структурній схемі (рис. 3.2.), достатньо базових блоків, доступних в програмному комплексі Matlab Simulink.

Оскільки записані вище диференційні рівняння базуються на достатньо простих математичних залежностях, то для їх реалізації достатньо базових блоків, доступних в програмному комплексі Matlab Simulink [5]:

-  - блок Constant – використовується для задання вихідних параметрів технічних характеристик автобуса жорсткості, коефіцієнтів демпування, геометричних параметрів);
-  - блок Gain – використовується для множення вхідного сигналу на постійний коефіцієнт;
-  - блоки Product/Divide – використовуються для множення/ділення двох або більше вхідних сигналів;
-  - блок Add – використовується для додавання/віднімання двох або більше вхідних сигналів;
-  - блок Derivative – похідна першого порядку;
-  - блок Integrator – інтегрування результуючого сигналу;
-  - блок Scope – графічний вивід результуючого сигналу;

Таким чином рівняння 3.2 для визначення кутових переміщень автобуса будується у вигляді:

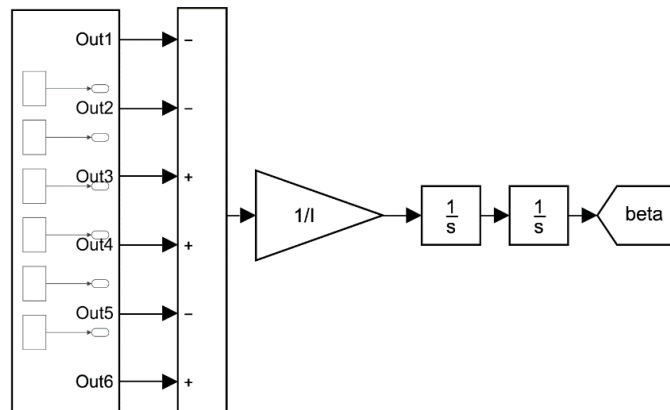


Рисунок 3.3 – Визначення кутового переміщення автобуса навколо осі, що проходить перпендикулярно до площини рисунка 1

Аналогічним чином формуються схеми і для визначення відповідних вібропоказників:

- для центру мас автобуса (рис. 3.4);
- для невідпружених мас задньої підвіски (рис. 3.5);
- для невідпружених мас передньої підвіски (рис. 3.6);
- для сидіння водія (рис. 3.7);
- для пасажирів в базі автобуса (рис. 3.8);
- для пасажирів в задньому звісі (рис. 3.9)

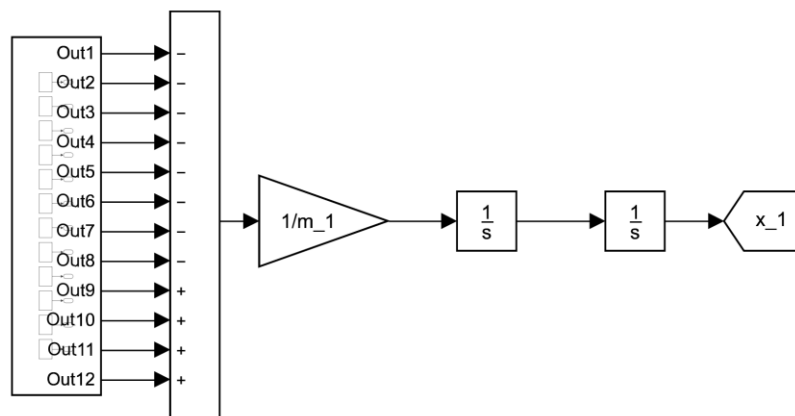


Рисунок 3.4 – Визначення вібропоказників в тоці, що відповідає центру мас автобуса

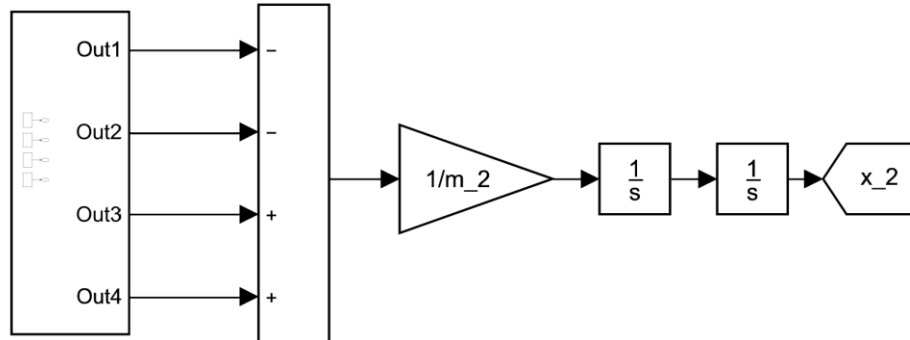


Рисунок 3.5 – Визначення вібропоказників для невідресорених мас задньої підвіски

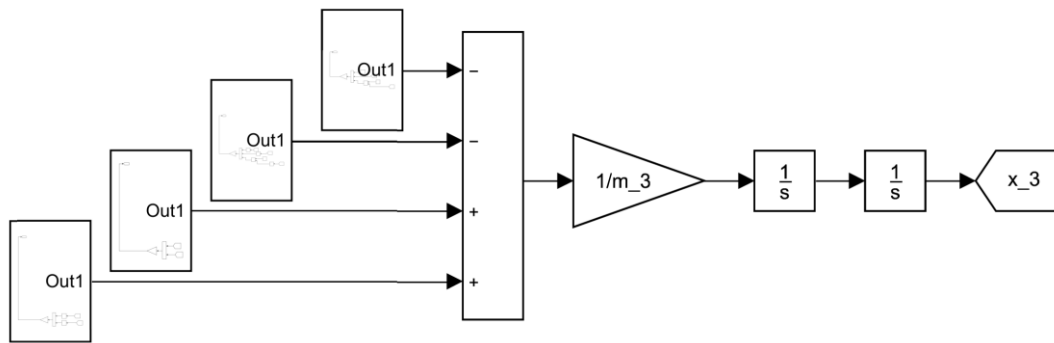


Рисунок 3.6 – Визначення вібропоказників для невідресорених мас передньої підвіски

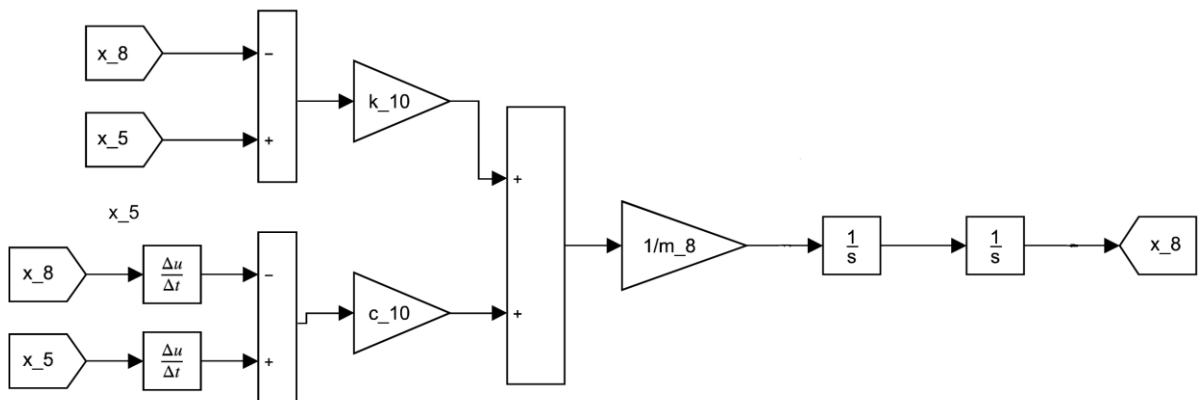


Рисунок 3.7 – Визначення вібропоказників на сидінні водія

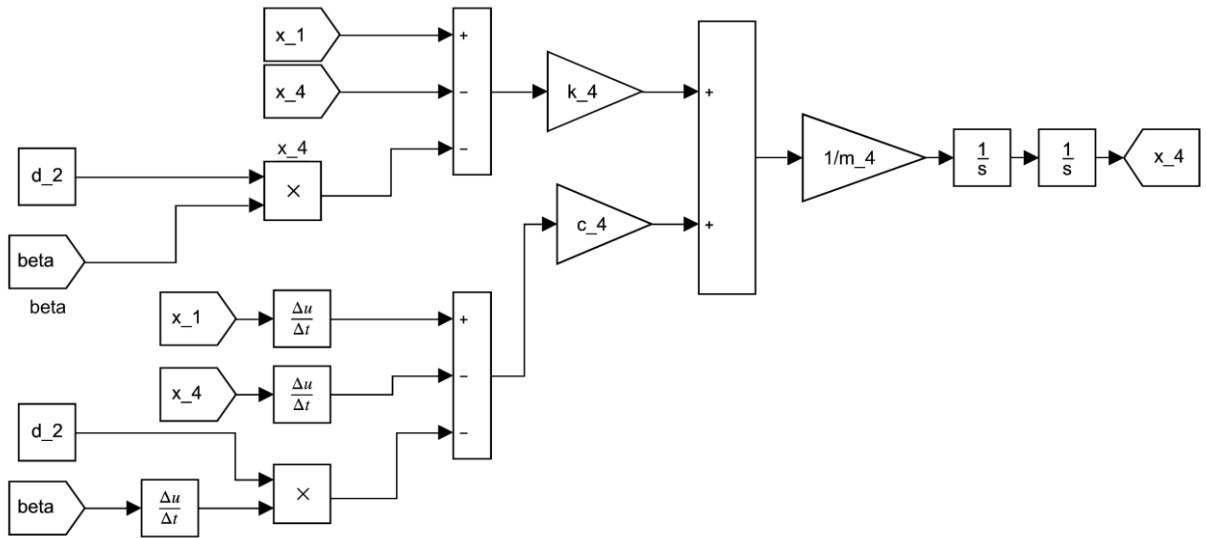


Рисунок 3.8 – Визначення вібропоказників на сидінні пасажирів в базі автобуса без фрагментів по водію та задньому звису

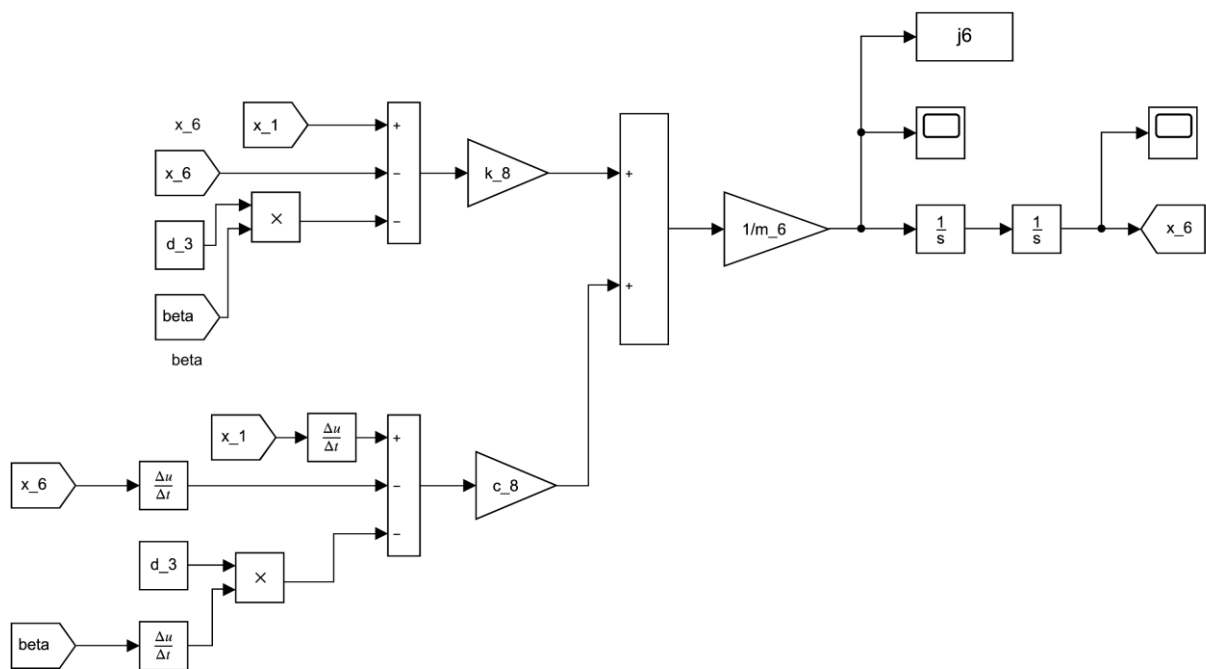


Рисунок 3.9 – Визначення вібропоказників на сидінні пасажирів в задньому звисі автобуса

I, відповідно, виведення результатів в графічному вигляді для наочного оцінки вібропоказників для кожного з досліджуваних місць в салоні автобуса, центра мас та крісла водія:

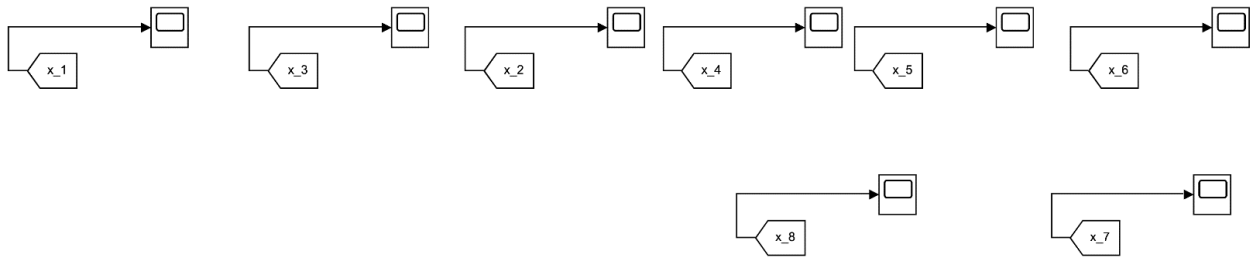


Рисунок 3.10 – Виведення результатів моделювання

Результати імітаційного моделювання відображаються у графічному вигляді для значень вібропереміщень контрольних точок (блоки Score) та передаються для подальшої обробки (фільтрація частот та визначення середньоквадратичних значень в октавних смугах) в середовищі Matlab для значень віброприскорень (блоки To Workspace).

3.2 Алгоритм оцінки потоку вихідних даних від імітаційної моделі

Грунтуючись на відомих теоретичних та практичних засадах оцінки вібронавантажень (Розділ 1) отримані результати моделювання (у табличному чи графічному вигляді), хоч і несуть в собі достатньо базової інформації для порівняльної оцінки вібронавантаженості водія та пасажирів автобуса, однак не є співставно адекватними для визначення безпосереднього рівня вібронавантажень, які, в свою чергу, прийнято представляти узагальненими середньоквадратичними значеннями для октавних та третинно октавних діапазонів частот віброколивань. Таким чином постає необхідність подальшого опрацювання потоку вихідного сигналу, який на виході імітаційної моделі подається у вигляді часової функції амплітудних значень віброприскорень для відповідних точок в салоні автобуса.

Загалом, алгоритм опрацювання даних для отримання середньоквадратичних значень віброприскорень базується на отриманні спектральної густини вихідного сигналу у вигляді реалізацій залежності прискорення від часу після перетворення

Фур'є, яка, власне, не відображає абсолютних середньоквадратичних значень віброприскорень, тому для кожного діапазону частот в октавних смугах з середньгеометричними частотами 2, 4, 8, 16 і 31,5 Гц визначається рівень вихідного сигналу.

В таблиці 3.1 надано чисельні співставлення віброшвидкостей в дБ та м/с [179].

Таблиця 3.1 – Співвідношення віброшвидкостей м/с та дБ.

Рівень, дБ	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125
Віброшвидкість м/с 10^2	0,05	0,089	0,158	0,28	0,5	0,89	1,5	2,81	5,0	8,9

Формування таблиць чисельних значень нормованих показників дії вібрації базується на значеннях досліджуваного параметра, відкоректованого по частоті дії, дози вібрації або спектра вібрації, що встановлені санітарними нормами.

Коректоване по частоті значення контрольованого параметра або його логарифмічний відповідник L_V визначаються за залежностями:

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^n (U_i K_i)^2} \quad (3.11)$$

$$L_u = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1(L_{ui} + L_{ki})} \quad (3.12)$$

де U_i і L_{ui} – середні квадратичні значення контролюємого параметра (віброприскорення a або віброшвидкості V) і його логарифмічний рівень в i -й частковій смузі; n – число частотних смуг нормованого діапазону; K_i і L_{ki} – вагові коефіцієнти значимості для i -ї частотної смуги середнього квадратичного значення контрольованого параметра або його логарифмічного відповідника.

Доза вібрації розраховується як:

$$D = \int_0^T U^m(t) dt \quad (3.13)$$

де $U(t)$ – миттєве, коректоване по частоті значення контрольованого параметра у момент часу t (м/с² або м/с); T – час дії вібрації с; m - показник еквівалентності фізіологічного впливу вібрації, що встановлюється санітарними нормами і правилами.

Відповідно, еквівалентності коректоване значення дози вібрації визначається як:

$$U_{екв} = \sqrt[n]{\frac{D}{T}} \quad (3.14)$$

Слід зазначити, що при спектральному аналізі коливань/вібрації, що домінує у дослідженнях по параметричній оптимізації підвіски автомобіля вимірниками навантаження є середні квадратичні значення віброприскорень (віброшвидкостей) або їхніх логарифмічних еквівалентів в октавах чи третьоктавних смугах частот (табл.3.2)

Загальноприйняті чисельні значення вагових коефіцієнтів K_i для найбільш значимого з умов плавності руху низькочастотного діапазону представлені у табл.3.2, де наведено і розподіл частот/октав коливань згідно норм ISO.

Таблиця 3.2 – Октави, розподіл частот та вагові коефіцієнти віброприскорень

№ октави	Середньо-геометрична частота	Частотні смуги, Гц		Вагові коефіцієнти			
		1/3 октави	октава	вертикальні коливання		горизонтальні коливання	
				октава	1/3 октави	октава	1/3 октави
I	1,0	0,7 - 0,89	0,7 – 1,4	0,5	0,45	1,0	1,0
		0,89-1,12			0,5		1,0
		1,12 - 1,4			0,56		1,0
II	2,0	1,4 – 1,78	1,4 – 2,8	0,71	0,63	1,0	1,0
		1,78-2,24			0,71		1,0
		2,24 – 2,8			0,8		0,8
III	4,0	2,8 – 3,5	2,8 -5,6	1,0	0,9	0,5	0,63
		3,5 -4,4			1,0		0,5
		4,4 – 5,6			1,0		0,4
IV	8,0	5,6 -7,1	5,6 -11,2	1,0	1,0	0,25	0,315
		7,1 -8,9			1,0		0,25
		8,9 -11,2			0,8		0,2
V	16,0	11,2-14,1	11,2-22,4	0,5	0,63	0,125	0,16
		14,1-17,8			0,50		0,125
		17,8-22,4			0,40		0,1
VI	31,5	22,4-28,2	22,4-44,7	0,25	0,315	0,063	0,08
		28,2-35,5			0,25		0,063
		35,5-44,7			0,2		0,05
VII	69	44,7-56,2	44,7-89,7	0,125	0,16	0,0315	0,04
		56,2-70,8			0,125		0,0315
		70,8-89			0,1		0,025

Численні значення порогових значень допустимого рівня вібрації/ коливань у всіх трьох площинах X, Y, Z стосовно водія при 8-годинній робочій зміні згідно [167,171] представлені у таблиці 3.3 – дані практично співпадають з рекомендаціями ISO 2631-1.

Таблиця 3.3 – Допустимі значення рівнів віброшвидкостей на робочому місці водія – оператора самоходних машин

Тип машин	Напрямок дії/осі	Середньоквадратне значення віброшвидкості, м/с·10 ⁻² /дБ в октавах з середньгеометричними частотами, Гц						
		Колісні транспортні засоби	по осі Z	<u>20</u> 132	<u>7,1</u> 123	<u>2,5</u> 114	<u>1,8</u> 108	<u>1,1</u> 107
по осях X і Y	<u>6,3</u> 122		<u>3,5</u> 117	<u>3,2</u> 116	<u>3,2</u> 116	<u>3,2</u> 116	<u>3,2</u> 116	<u>3,2</u> 116
Транспортно-технологічні машини	по осях Z, X, Y	–	<u>3,5</u> 117	<u>1,3</u> 108	<u>0,63</u> 102	<u>0,56</u> 101	<u>0,56</u> 101	<u>0,56</u> 101

Чисельні значення допустимих, порогових значень віброприскорень у вертикальній площині Z за критерієм B – зниження продуктивності праці від втоми залежить від тривалості дії (у хвилинах) для 1/3 октавних частотних смуг згідно ISO2631-1 представлені у таблиці 3.4, у таблиці 3.5 - відповідно для горизонтальних площин Y і X.

Таблиця 3.4 – Допустимі, порогові значення віброприскорень *a* згідно ISO 2631-1

Середньгеометрична частота третьяквної	Тривалість дії, хв.							Середньгеометрична частота третьяквної	Тривалість дії, хв.						
	480	240	150	60	25	16	1		480	240	150	60	25	16	1
	Віброприскорення, м/с ²								Віброприскорення, м/с ²						
1,0	0,63	1,06	1,40	2,36	3,55	4,25	5,60	12,5	0,50	0,85	1,12	1,90	2,80	3,35	4,50
1,25	0,56	0,95	1,26	2,12	3,15	3,75	5,00	16,0	0,63	1,06	1,40	2,36	3,55	4,25	5,60
1,6	0,50	0,85	1,12	1,00	2,80	3,35	4,50	20,0	0,80	1,32	1,80	3,00	4,50	5,30	7,10
2,0	0,45	0,75	1,00	1,70	2,50	3,00	4,00	25,0	1,00	1,70	2,24	3,75	5,60	6,70	9,00
2,5	0,40	0,67	0,90	1,50	2,24	2,65	3,55	31,5	1,25	2,12	2,80	4,75	7,10	8,50	11,2
3,15	0,355	0,60	0,80	1,32	2,00	2,35	3,15	40,0	1,60	2,65	3,55	6,00	9,00	10,6	14,0
4,0	0,315	0,53	0,71	1,18	1,80	2,12	2,80	50,0	2,00	3,35	4,50	7,50	11,2	13,2	18,0
8,0	0,315	0,53	0,71	1,18	1,80	2,12	2,80	63,0	2,50	4,25	5,60	9,50	14,0	17,0	22,4
10,0	0,40	0,67	0,90	1,50	2,24	2,65	3,55	80,0	3,15	5,30	7,10	11,8	18,0	21,2	28,0

Таблиця 3.5 – Допустимі, порогові значення віброприскорень a_x та a_y (m/c^2) згідно ISO 2631-1

Середньгеометрична частота третьактивної	Тривалість дії, хв.							Середньгеометрична частота третьактивної	Тривалість дії, хв.						
	480	240	150	60	25	16	1		480	240	150	60	25	16	1
	Віброприскорення, m/c^2								Віброприскорення, m/c^2						
1,0	0,224	0,35	0,50	0,85	1,25	1,50	2,0	10,0	1,12	1,8	2,5	4,25	6,3	7,5	10
1,25	0,224	0,355	0,50	0,85	1,25	1,50	2,0	12,5	1,4	2,24	3,15	5,30	8,0	9,5	12,5
1,6	0,224	0,355	0,50	0,85	1,25	1,50	2,0	16,0	1,8	2,8	4,0	6,7	10	11,8	16
2,0	0,224	0,355	0,50	0,85	1,25	1,50	2,0	20,0	2,24	3,55	5,0	8,56	12,5	15	20
2,5	0,280	0,450	0,63	1,06	1,6	1,9	2,5	25,0	1,8	4,5	6,3	10,6	16	19	15
3,15	0,355	0,56	0,8	1,32	2,0	2,36	3,15	31,5	3,55	5,6	8,0	13,2	20	23,6	31,5
4,0	0,45	0,71	1,0	1,7	2,5	3,0	4,0	40,0	4,5	7,1	10,0	17,0	25	30,0	40
5,0	0,56	0,90	1,25	2,12	3,15	3,75	5,0	50,0	5,6	9,0	12,2	21,2	31,5	37,5	50
6,0	0,71	1,12	1,6	2,65	4,0	4,75	6,3	63,0	7,1	11,2	16,0	26,5	40	45,7	63
8,0	0,9	1,4	2,0	3,35	5,0	6,0	8,0	80,0	9,0	14,0	20	33,5	50	60	80

Загалом до 1970-х р.р. у країнах Європи діяли різні порогові значення віброприскорень a_z (m/c^2), що відрізнялись практично на порядок (Великобританія, Франція) [179].

Безперечно, в основу формування порогових значень віброшвидкостей/віброприскорень та їхньої еволюційного розвитку починаючи з 1950-х р.р. до конкретних вимог у СРСР щодо систем інструментального забезпечення вимірювання витрат [182] та технічних вимог нормативних, порогових значень вібрацій та низькочастотних коливань стосовно робочих місць на тракторах та сільськогосподарських машинах [183-185], методах розрахунку систем віброізоляції робочих місць операторів/водіїв [186]. Окремо слід зазначити і розвиток, спеціалізованих санітарних норм стосовно локалізації вимог/порогових рівнів вібронавантажень на руки оператора/водія [187] та стосовно залізниці, включно і перевезення пасажирів [188] еволюційний розвиток власне медичних досліджень щодо дії коливань/вібрацій на організм людини поетапно, починаючи з 1950-х р.р. [189], 60-х р.р. та середини 1970-х р.р. [66, 191], що лягли в основу стандарту СРСР щодо методів визначення динамічних характеристик тіла людини під дією вібрацій [192].

Певним етапним узагальненням у нормативній базі стосовно кількісної оцінки шкідливості впливу вібрацій на організм людини, поєднує механіку і людину в аспекті питомої значимості вагових коефіцієнтів стосовно частот та напрямів збурень, можна вважати прийнятий як стандарт соціалістичних країн СТСЭВ 1982-79 [193]. В таблиці. 3.6 представлені чисельні значення вагових коефіцієнтів впливу віброшвидкостей згідно [193], щодо віброприскорень.

Таблиця 3.6 – Значення вагових коефіцієнтів частотних фільтрів стосовно віброшвидкостей

Середньо-геометричні частоти, Гц	Для 1/3 октави		Для 1/1 октави	
	Z	X, Y	Z	X, Y
0,80	0,045	0,40	0,05	0,50
1,00	0,064	0,50		
1,25	0,09	0,62		
1,60	0,128	0,78	0,16	0,90
2,00	0,178	1,00		
2,50	0,25	1,00		
3,15	0,36	1,00	0,45	1,00
4,00	0,512	1,00		
5,00	0,64	1,00		
6,30	0,80	1,00	0,90	1,00
8,00	1,00	1,00		
10,0	1,00	1,00		
12,5	1,00	1,00	1,00	1,00
16,0	1,00	1,00		
20,0	1,00	1,00		
25,0	1,00	1,00	1,00	1,00
31,5	1,00	1,00		
40,0	1,00	1,00		
50,0	1,00	1,00	1,00	1,00
63,0	1,00	1,00		
80,0	1,00	1,00		

Для досліджень періоду у США характерною стала пропозиція оцінки плавності ходу автомобіля на базі оцінки пружності коливань N_v , що передаються на тіло людини [23].

$$N_v = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T P(t)V(t)dt \quad (3.15)$$

де $P(t)$ – сила, що діє на тіло людини при коливаннях; $V(t)$ – швидкість вертикального переміщення сидіння (підлоги) в процесі руху.

Певні технічні труднощі експериментального визначення зусиль в процесі коливань обумовили перехід до використання прискорення, а вплив частоти коливань враховується так зв. коефіцієнт освоєння K_y , що відображає сприйняття організмом людини коливань різної частоти і напрямку переміщень:

$$N_v = \sum_{i=1}^n K_y(v) \cdot \ddot{z}_{yi}^2 \quad (3.16)$$

де \ddot{z}_{yi} – середнє квадратичне прискорення, що формується з 4 складових: вертикальної – через сидіння та ноги, поздовжньої та поперечної. Вагова значимість цих складових у формі значень коефіцієнта K_y представлена у табл.3.7.

Таблиця 3.7 – Значення коефіцієнтів освоєння K_y складових прискорень, що діють на тіло людини підчас руху автомобіля [33]

Частота коливань	2	4	6	8	10	12	14
Вертикальні - сидіння	0,4	2	1,6	0,6	0,5	0,37	0,23
Вертикальні - ноги	0,04	0,15	0,2	0,25	0,23	0,2	0,18
Повздовжні	6,0	1,0	0,2	0,06	0,03	0,015	0,007
Поперечні	6,5	0,4	0,2	0,07	0,04	0,02	0,015

Порогові значення потужності коливань N_v прийняті 0,2...0,3 Вт – як відчуття комфорту і до $N_v = 6...10$ Вт – гранично допустимі для автомобілів підвищеної прохідності при русі по дорогах без твердого покриття.

Разом з тим і у даних методичних підходах щодо таким чином вдосконаленої на базі теорії спектрального аналізу збурень і реакцій від мікропрофілю дороги, що носять випадковий характер, залишилось декілька суттєвих проблемних питань, що

не дозволяють констатувати завершеність всестороннього, системного вирішення проблеми оптимального підбору пружних і демпфуючих характеристик підвіски, шин, зрештою сидінь (для водія та пасажирів, які сидять). Зокрема:

- методологічно оцінка шкідливого впливу коливань/вібрацій на організм людини у нормативних актах типу ISO 2631 [45, 52], державних санітарних норм ДСН, що загалом відносяться до людини – оператора у промисловому середовищі, не конкретно до автомобіля – водія –пасажирів, всі порогові значення у функції частоти збурень визначені на базі гармонійних (здебільшого синусоїдальних) коливань, а не випадкових, стохастичних, що мають місце у реальному дорожньому русі;

- очевидність різних порогових рівнів вібраційної втоми окремо для рук водія, голови, окремо проблема коливань/вібрацій для пасажирів у міських автобусах, які стоять; Пасажирів, які сидять, очевидно теж не до кінця коректно приводити тільки до еквівалентної маси на подушці сидіння – частини вібраційного навантаження передається на тіло і через ноги – амплітудою – частоти характеристики збурень на які відчутно відрізняються;

- коректність накладання/суміщення коливань/вібрацій в добре вивченому вертикальному напрямі коливань кузова автомобіля з менш вивченими коливаннями/вібраціями у поперечному (крені на поворотах, неоднаковість мікропрофілю дороги по лівому і правому бортах-колесах автомобіля, особливо не домінуючих в Україні автошляхах II і III категорій), а також у поздовжньому-напрямі руху. В реальних дорожніх умовах у СНД тоді слід віднести і відсутній вплив власне низькочастотних коливань у поздовжньому напрямі руху – так зв. галопування (протилежні знакозмінні прискорення у передньому та задньому звисах автобуса, коли миттєвий центр коливань знаходиться в межах колісної бази) та так зв. підстрибування (миттєвий центр коливань за межами габариту автобуса, вертикальні прискорення у передній та задній частинах салону кузова одного напрямку);

- джерелами вібраційного навантаження на водія і пасажирів, що впливають на комфортність перевезень /плавність руху окрім мікропрофілю дороги,

збурення від якого фільтрується, гаситься пружно-демпфуючими характеристиками підвіски, шин та сидінь, є також двигун з системами та трансмісія, вібрації від яких теж передаються на кузов/сидіння, а, відповідно і на організм водія/пасажирів.

Іншим завданням для оцінки отриманих результатів моделювання і безпосередньо таким, що передує власне співставленню даних моделювання із описаними вище теоретичними засадами, статистичними значеннями і регламентовними стандартами й нормами величинами є безпосереднє визначення середньоквадратичних значень віброприскорень в октавних смугах.

Очевидно, що реалізація алгоритму такого опрацювання результатів моделювання найбільш оптимально може бути виконана засобами математичного процесора Matlab. Оскільки вихідні дані імітаційного моделювання подаються у графічному вигляді необхідно передати сигнал з надбудови Simulink безпосередньо до Matlab. Для цього використаємо блок To Workspace, в якому задамо змінну RES матричного типу, яка міститиме табличні значення абсолютних амплітудних значень відприскорень у відповідні моменти часу симуляції руху автобуса по заданій опорній поверхні.

Для реалізації алгоритму отримання спектральної густини сигналу задамося кроком інтегрування, тобто часом дискретизації:

$$dt = 0.01 \quad (3.17)$$

При цьому крок зміни частоти процесу буде рівним:

$$df = 1 \quad (3.18)$$

Таким чином максимальною отримуваною частотою процесу в часі буде:

$$f_{max} = 1/dt \quad (3.19)$$

Для виокремлення октавних смуг формуємо масив частот процесу

$$f = 0:df:f_{max}/2 \quad (3.20)$$

$$dovg = length(f) \quad (3.21)$$

$$dvg = \text{length}(d_s) \quad (3.22)$$

Для виявлення періодичності компонентів в даних і оцінки їх внеску в структуру вихідних даних, а в нашому випадку попадання значень вібропришвидшень у відповідний частотний діапазон, використаємо перетворення Фур'є, яке, по суті, дозволяє відобразити практично будь-який набір даних у вигляді комбінації таких тригонометричних функцій, як синус і косинус.

Після виокремлення амплітудних значень віброприскорень зі змінної RES у змінну $y1$ виконуємо перетворення Фур'є для частини масиву $y1$ з вихідним масивом розмірності $dovg$.

$$y1 = \text{fft}(d_s(1:dvg))/dovg \quad (3.23)$$

Елементи вектора, що повертається функцією fft , відповідають частотам, рівномірно розподіленим в діапазоні від нуля і майже до частоти дискретизації. Перший елемент, таким чином, відповідає нульовій частоті, а наступний - частоті, меншій частоти дискретизації на $f\partial/N$, де N - розмір вхідного і вихідного векторів. У нашому випадку необхідно, щоб нульова частота знаходилася в центрі, а діапазон відображуваних частот простягався від $-f\partial/2$ до $f\partial/2$. Зробити це дозволяє функція fftshift , яка міняє місцями половини переданого їй вектора:

$$y3 = 2*\text{abs}(y1) \quad (3.24)$$

Далі задамо масив границь октавних смуг:

$$fb = [0.7 \ 1.4; 1.4 \ 2.8; 2.8 \ 5.6; 5.6 \ 11.2; 11.2 \ 22.4; 22.4 \ 44.2; 44.2 \ 90] \quad (3.25)$$

А також середини октавних смуг:

$$fbs = [1 \ 2 \ 4 \ 8 \ 16 \ 31.5 \ 63] \quad (3.26)$$

Визначемо кількість октав:

$$N = \text{size}(fb, 1) \quad (3.27)$$

Сформуємо допоміжні вектори:

$$sq_d_s = \text{zeros}(N, 1) \quad (3.28)$$

Для кожного елемента в масиві $y3$ розраховуємо частоту поточного елемента та перевіряємо входження відповідного елемента у заданий діапазон. Реалізуємо відповідний пошук у вигляді циклу:

$$\begin{aligned}
 & \text{for } i = 1: N; \\
 & \quad k = 0; \\
 & \quad \text{for } j = 1: \text{dovg}; \\
 & \quad \quad ftk = j * df; \\
 & \quad \quad \text{if } ftk >= fb(i, 1) \ \& \ ftk <= fb(i, 2); \\
 & \quad \quad \quad sq_d_s(i, 1) = sq_d_s(i, 1) + y3(j) ^ 2; \\
 & \quad \quad \quad k = k + 1; \\
 & \quad \quad \text{end} \\
 & \quad \quad \text{end} \\
 & \quad sq_d_s(i, 1) = \text{sqrt}(sq_d_s(i, 1) / k) \\
 & \quad \text{end}
 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Після відбору елементів для кожного з діапазонів частот проводимо їх сумування та визначаємо середньоквадратичне значення. Таким чином описаний алгоритм дозволяє визначити середньоквадратичні значення віброприскорень в октавних смугах, що визначені санітарними нормами, які розглядалися в розділі 1, а нормативні значення для цих смуг подані в таблиці 1.3 Аналогічний алгоритм можна побудувати і для визначення відповідних середньоквадратичних значень віброприскорень і для третиннооктавних смуг, однак таке дослідження не несе в собі більш об'єктивної оцінки плавності руху, а лише є одним з варіантів зведення даних для їх адекватної оцінки. Тож доцільно зупинитись на визначені даних вібронавантаженості лише в октавних смугах, що дозволяє дати досить повну оцінку характеристикам підвіски автобуса при русі по відповідному типу дорожнього покриття і сконцентруватися саме на аналізі отриманих результатів в першу чергу для різних точок в салоні автобуса, що дозволить, в свою чергу, більш глибоко

зрозуміти природу взаємозв'язку характеристик підвіски, компоновки автобуса із вібронавантаженнями, що діють на водія та пасажирів.

3.3 Дослідження вібронавантаженості в салоні приміського автобуса середнього класу ТУР А407

Для оцінки адекватності математичної та, відповідно, імітаційної моделі проведемо розрахунки вібронавантаженості пасажирів приміського автобуса середнього класу ТУР А407. Відповідно до схеми (рис. 3.1) задамо вхідними параметрами, що відповідають технічній характеристиці автобуса і представлені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Технічні характеристики автобуса ТУР А407

Параметр	Позначення на моделі	Величина
1	2	3
Відстань від центру мас до передньої осі, м	L1	2.35
Відстань від центру мас до задньої осі, м	L2	2.45
Коефіцієнт демпфування задніх амортизаторів, Нс/м	c2	875
Коефіцієнт демпфування передніх амортизаторів, Нс/м	c3	875
Коефіцієнт демпфування подушки сидіння пасажирів, Нс/м	c4	15
Коефіцієнт демпфування підвіски водійського сидіння, Нс/м	c5	400
Коефіцієнт демпфування шин заднього мосту, Нс/м	c6	200
Коефіцієнт демпфування шин переднього мосту, Нс/м	c7	200
Коефіцієнт демпфування подушки сидіння пасажирів у задньому звісі, Нс/м	c8	15

Продовження таблиці 3.8

1	2	3
Коефіцієнт демпфування подушки сидіння пасажира в базі, Нс/м	c9	15
Коефіцієнт демпфування подушки сидіння водія, Нс/м	c10	15
Відстань від центру мас до крісла пасажира в базі, м	d1	0.05
Відстань від центру мас до крісла пасажира в базі, м	d2	0.05
Відстань від центру мас до крісла пасажира в задньому звисі, м	d3	3
Відстань від центру мас до крісла водія, м	d4	2
Момент інерції центру мас автобуса, кг м ²	I	8280
Споряджена маса автобуса, кг	m1	5200
Маса невідвіснених мас задньої підвіски, кг	m2	280
Маса невідвіснених мас передньої підвіски, кг	m3	190
Маса пасажира з багажем, кг	m4, m6, m7	80
Маса невідвіснених мас крісла водія, кг	m5	10
Маса водія, кг	m8	80
Жорсткість задньої підвіски, Н/м	k2	570000
Жорсткість передньої підвіски, Н/м	k3	475000
Жорсткість подушки сидіння пасажира, Н/м	k4, k8, k9	300
Жорсткість підвіски сидіння водія, Н/м	k5	90000
Жорсткість шин задньої підвіски, Н/м	k6	200000
Жорсткість шин передньої підвіски, Н/м	k7	200000
Жорсткість подушки сидіння водія, Н/м	k10	300

Відповідно до типажу автобуса проведемо імітаційне моделювання руху з швидкісними параметрами та імітацією мікропрофілю дорожнього покриття, що відповідає типовому приміському маршруту на дорозі типу II (табл. 2.2), що практично є еквівалентною дорозі II категорії згідно ДБН. Дороги III категорії, де переважно експлуатуються автобуси II класу (місцеві, приміські перевезення) для оцінки плавності руху – комфортності перевезень не зовсім коректно використовувати, так як згідно нормативної бази автобуси загального призначення проектується під експлуатацію на дорогах I та II категорій. З іншого боку оцінка плавності руху на дорозі типу I, близькій до нової дороги I категорії, є малоінформативною з точки зору оцінки якості підвіски та сидінь у порівнянні з дорогою II типу (II категорії), що практично позбавляє змісту оцінки відповідності для даного типу I, якщо обов'язковим є тип II.

В результаті моделювання отримаємо графічні залежності амплітудних значень вібропереміщень та віброприскорень в часі для відповідних точок в салоні автобуса – крісла водія (рис.3.11, рис. 3.12), пасажирів в базі (рис. 3.13, рис. 3.14) та пасажирів в задньому звісі (рис. 3.15, рис. 3.16).

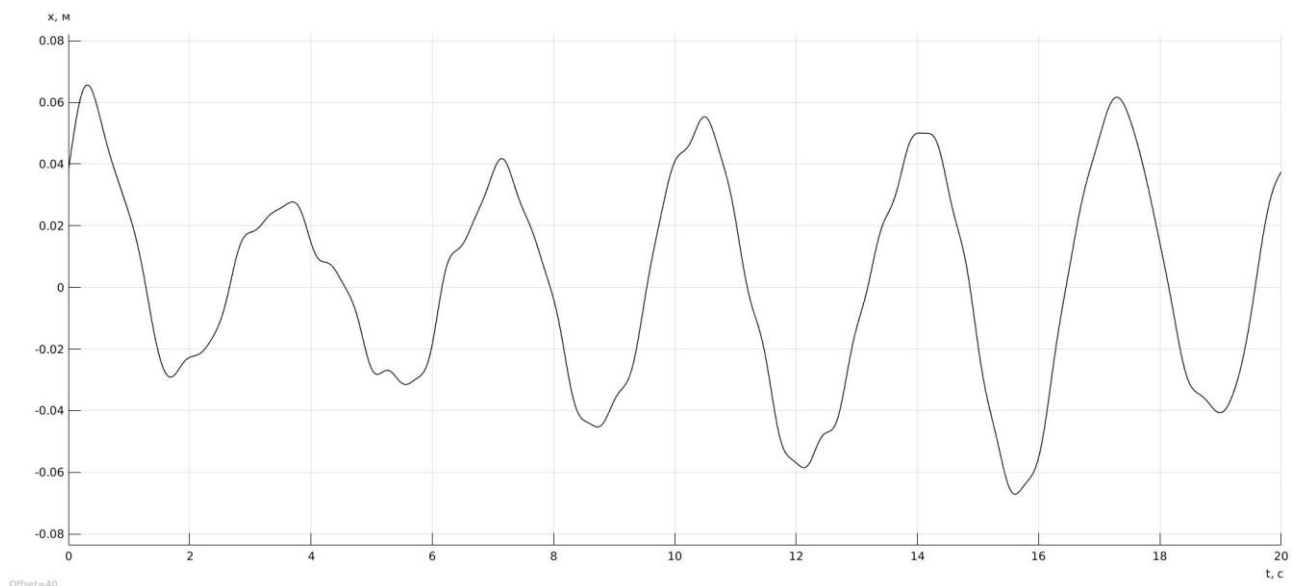


Рисунок 3.11 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі водія при русі дорогою з типовим мікропрофілем

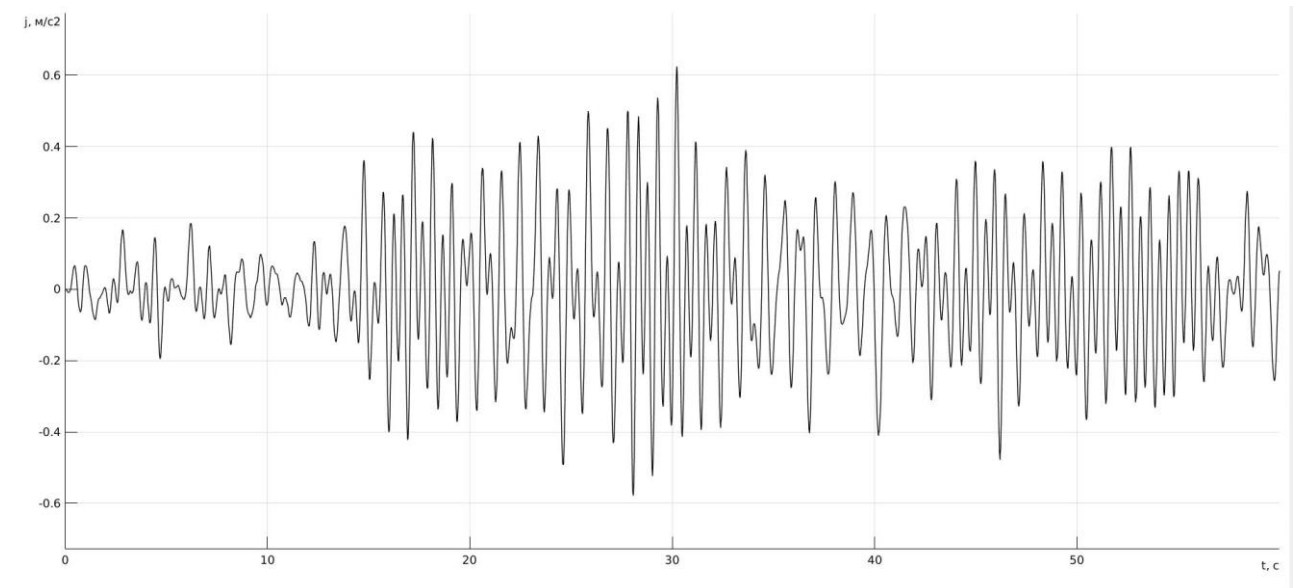


Рисунок 3.12 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі водія при русі дорогою
з типовим

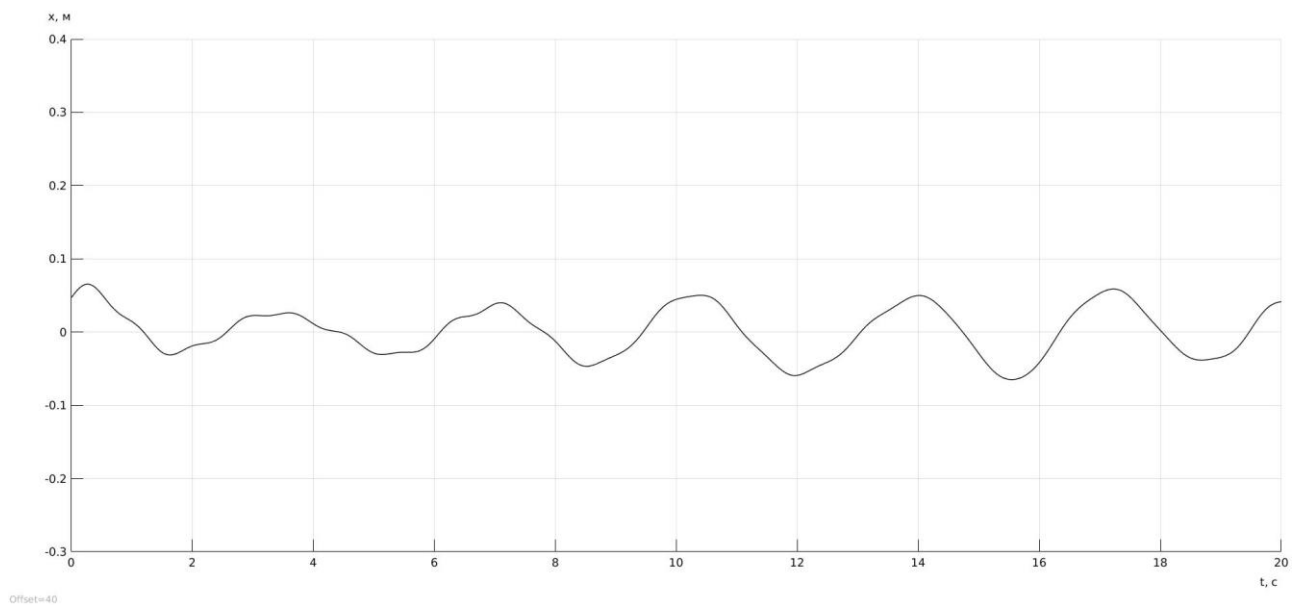


Рисунок 3.13 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі пасажиря в базі
автобуса при русі дорогою з типовим мікропрофілем

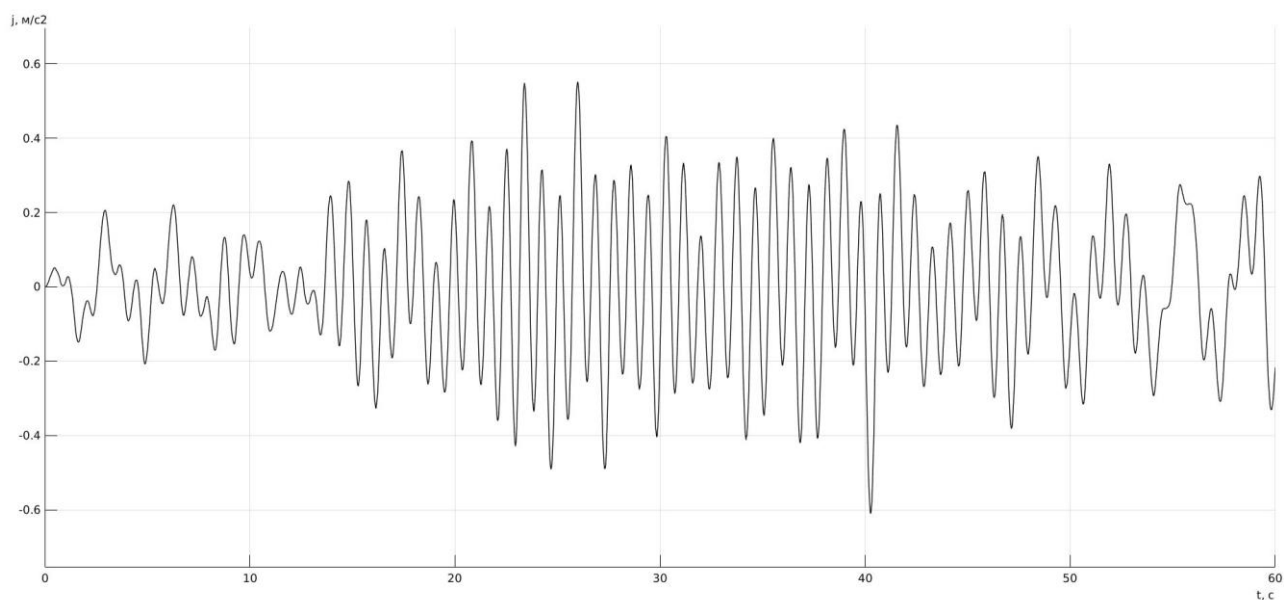


Рисунок 3.14 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі пасажира в базі автобуса при русі дорогою з типовим

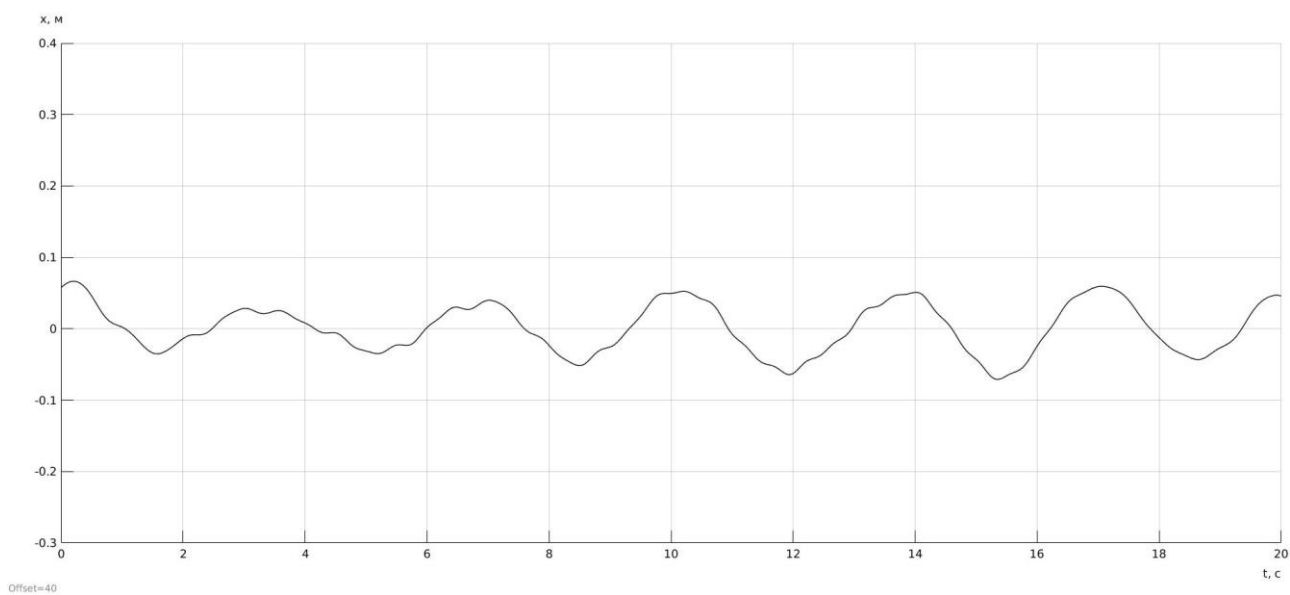


Рисунок 3.15 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі пасажира в задньому звисі автобуса при русі дорогою з типовим мікропрофілем

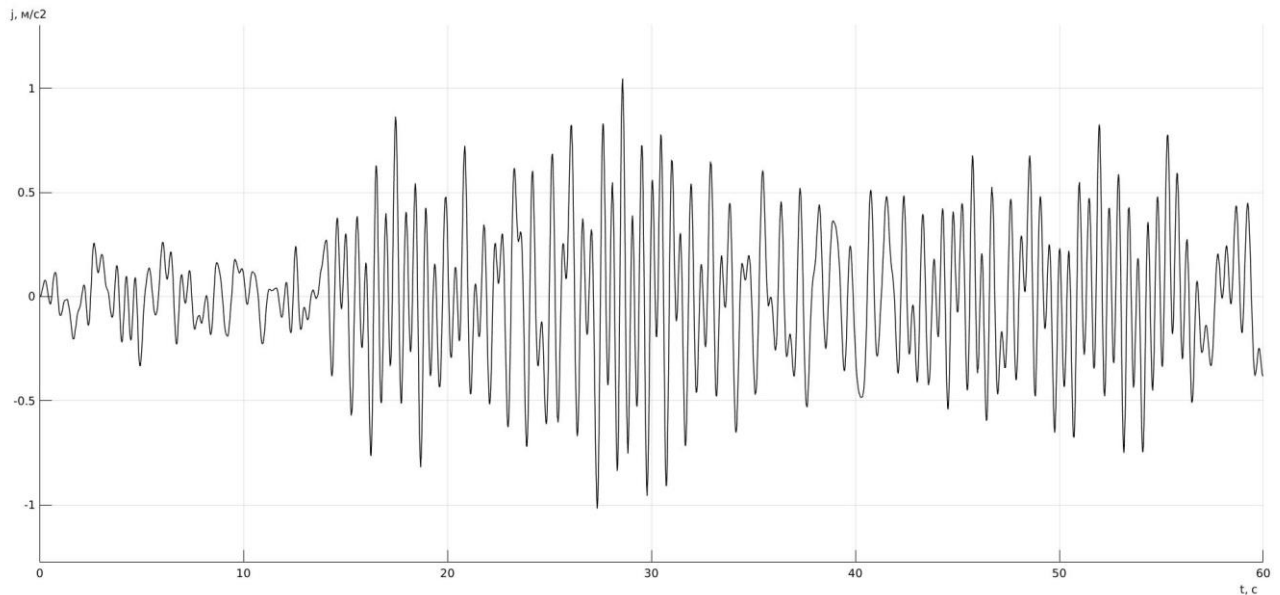


Рисунок 3.16 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі пасажира в задньому звісі автобуса при русі дорогою з типовим

Опрацьовуючи дані графіки можна перейти до значень середньоквадратичних пришвидшень, і в подальшому співставити їх з даними як експериментальними так і даними прописаними в стандартах вітчизняних та закордонних. Нижче подані результати даного дослідження.

Відповідно до отриманих графіків можемо провести візуальну оцінку вібронанвантаженості в різних точках салону. Зокрема, помітно, що найбільш комфортною зоною є місця у базі автобуса. Проте, за допомогою грамотно спроектованої підвіски водійського сидіння, можна мінімізувати вплив вібрацій на водійське крісло. В той же час не можна стверджувати, що найменш комфортною зоною виявилось крісло пасажира в задньому звісі. В даному дослідженні не імітувалась поїздка стоячих пасажирів оскільки такі перевезення на приміських маршрутах заборонені законом України. Однак міські перевезення в даному випадку не брались до уваги, оскільки такі поїздки рідко коли тривають більше 40 хв і відтак не можуть становити суттєву загрозу здоров'ю, та загальному стану пасажирів з умов вібронанвантаженості.

Для того, щоб більш адекватно оцінити значення вібронанвантажень у відповідних точках салону автобуса, та порівняти їх із санітарними нормами

проведемо опрацювання отриманих даних за допомогою алгоритму, описаному в розділі 3.2. Результати обчислень середньоквадратичних значень вібропришвидшень в трьох точках салону — місці водія, в базі та у задньому звісі для середньооктавних діапазонів частот віброколиваний подано в табл. 3.9.

Таблиця 3.9 – Середньоквадратичні значення вібропришвидшень в автобусі ТУР А407 при моделюванні руху по дорозі з типовим мікропрофілем

Середини октавних діапазонів, Гц	Середньоквадратичні значення вібропришвидшень, м/с ²		
	Водій	Пасажи́р в задньому звісі	Пасажи́р в базі
1	0.0331	0.1877	0.086
2	0.0824	0.1265	0.0313
4	0.0791	0.1051	0.0984
8	0.1183	0.252	0.2031
16	0.6043	1.7023	1.6165
31.5	0.351	1.0433	0.9285
63	0.3984	0.5849	0.5481

Співставлення отриманих даних дозволяє константувати наступне: найбільш вібронавантаженим є місце водія у сьомій октавній смузі з серединою октавного діапазону 63 Гц, що цілком очевидно пояснюється розташуванням сидіння водія фактично за передньою віссю автобуса. В той же час підтверджується візуальна оцінка вібронавантажень, проведена вище для сидінь пасажи́рів в базі та задньому звісі. Для низькочастотних коливаний, які можуть бути викликані внаслідок наїзду на значні перешкоди чи вибоїни більш вібронавантаженим є сидіння в задньому звісі, в той же час спостерігається суттєво більше вібронавантаження на пасажи́рів в базі при низькочастотних вібраціях.

Разом з тим, поява у 2007 р стандартизованих пристроїв примусового зниження швидкості (так званих «лежачих поліцейських») – ДСТУ 4123:2006 дозволяє в межах нормативно законодавчого поля ввести оцінку якості підвіски, сидінь, зрештою і шин, щодо пружно-демпфуючих характеристик. Результати

моделювання переїзду даної порогової перешкоди тієї ж моделі автобуса ТУР А407 при швидкості руху 30км/год (згідно ДСТУ 4123:2006 пристрої призначені для примусового зменшення швидкості руху нижче 40км/год, а рекомендованою є 20-30км/год, найбільш розповсюдженою є висота пристрою 50мм) для відповідних точок в салоні автобуса – крісла водія (рис.3.17, рис. 3.18), пасажирів в базі (рис. 3.19, рис. 3.20) та пасажирів в задньому звісі (рис. 3.21, рис. 3.22).

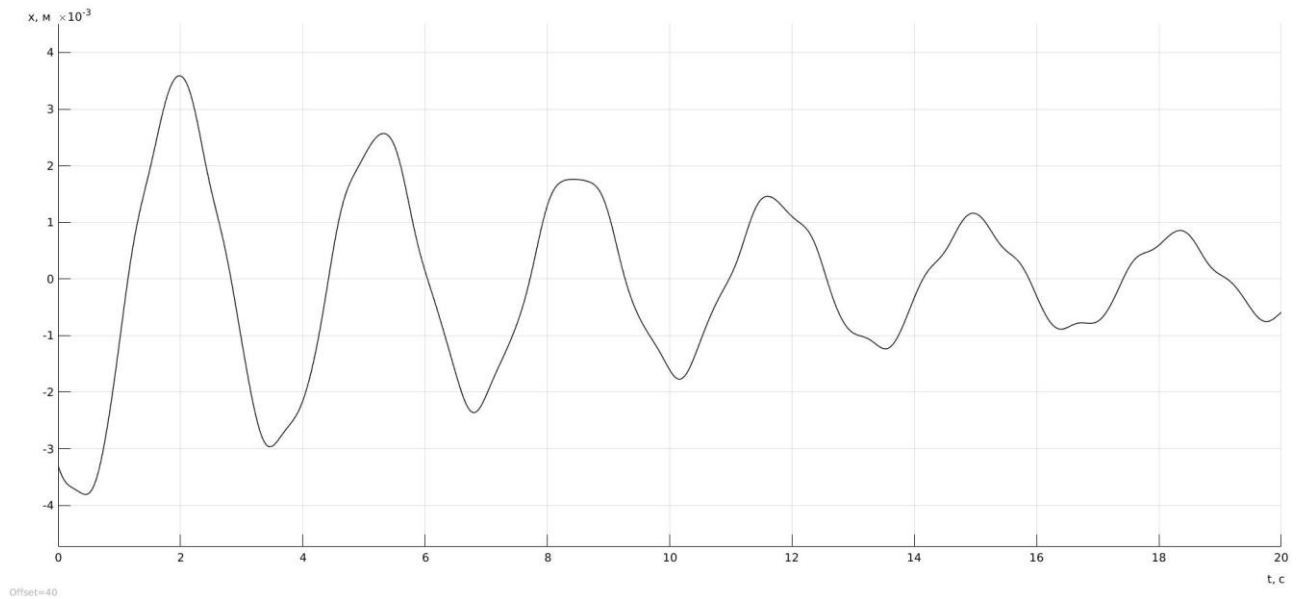


Рисунок 3.17 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі водія при переїзді перешкоди

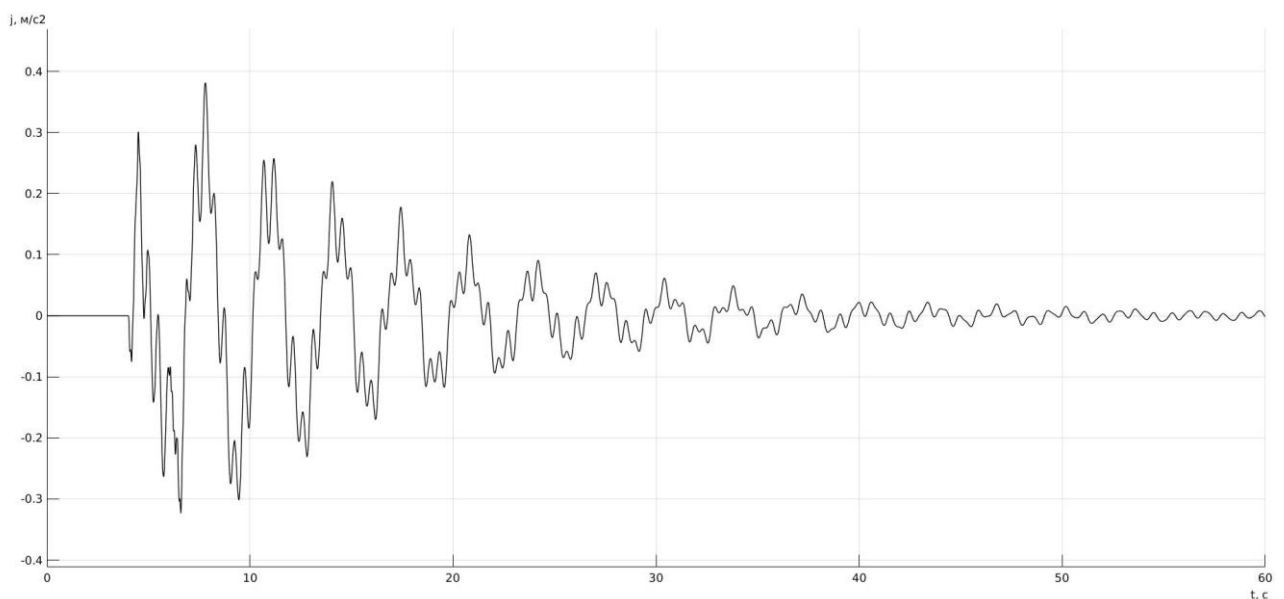


Рисунок 3.18 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі водія при переїзді перешкоди

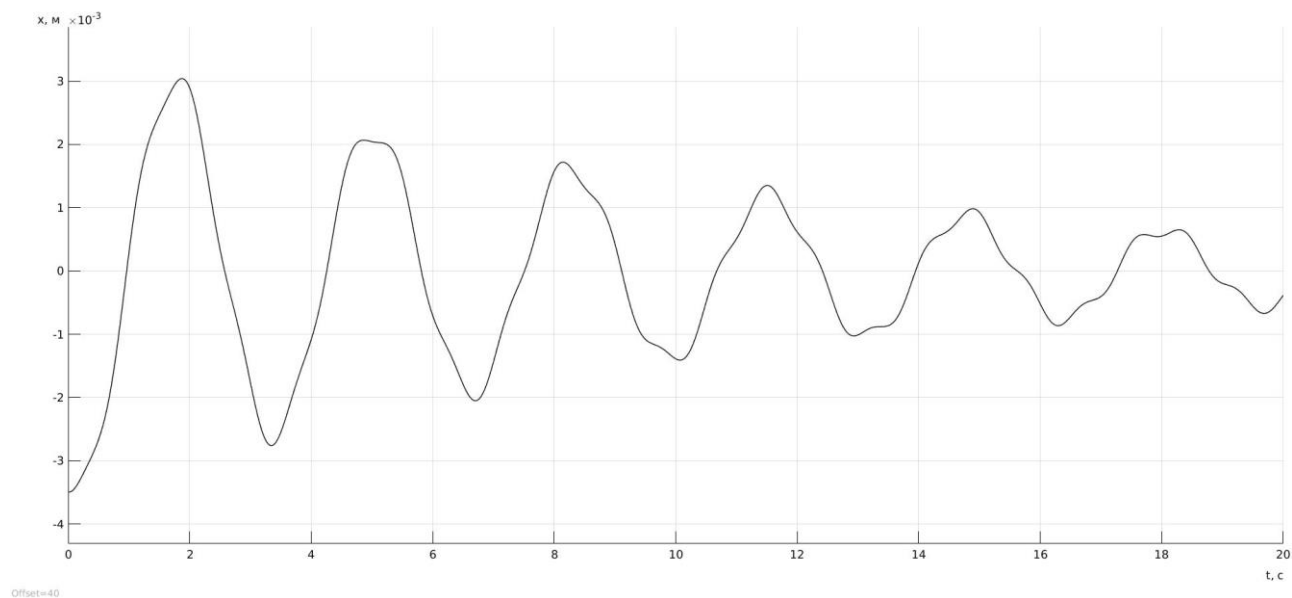


Рисунок 3.19 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі пасажира в базі автобуса при переїзді перешкоди

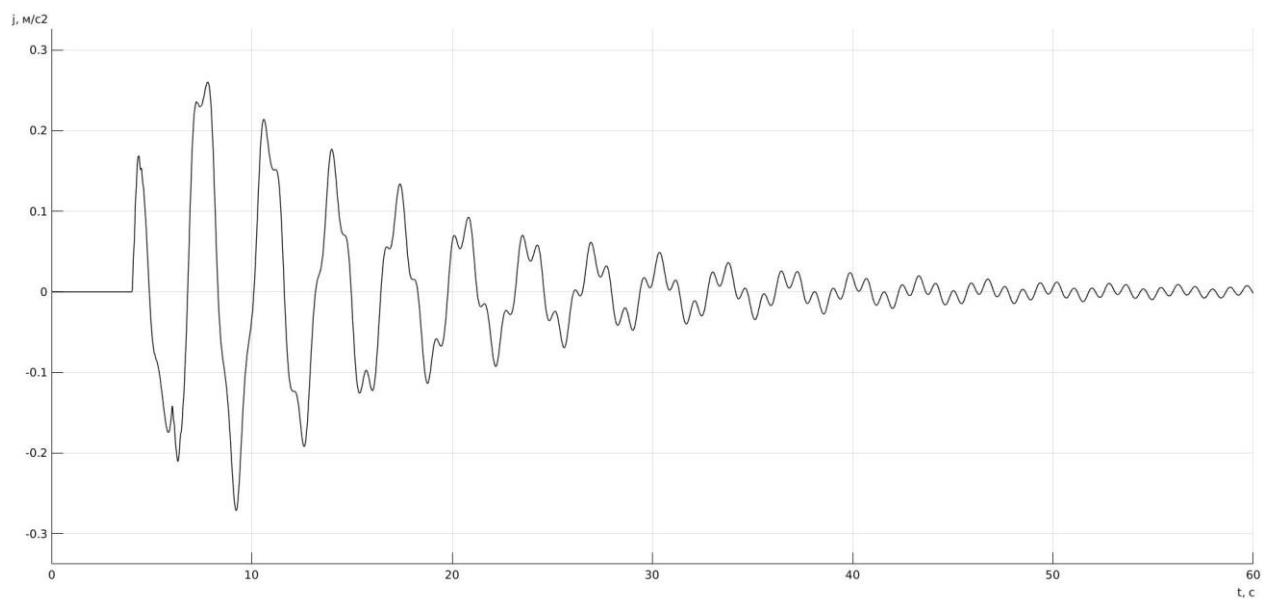


Рисунок 3.20 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі пасажира в базі автобуса при переїзді перешкоди

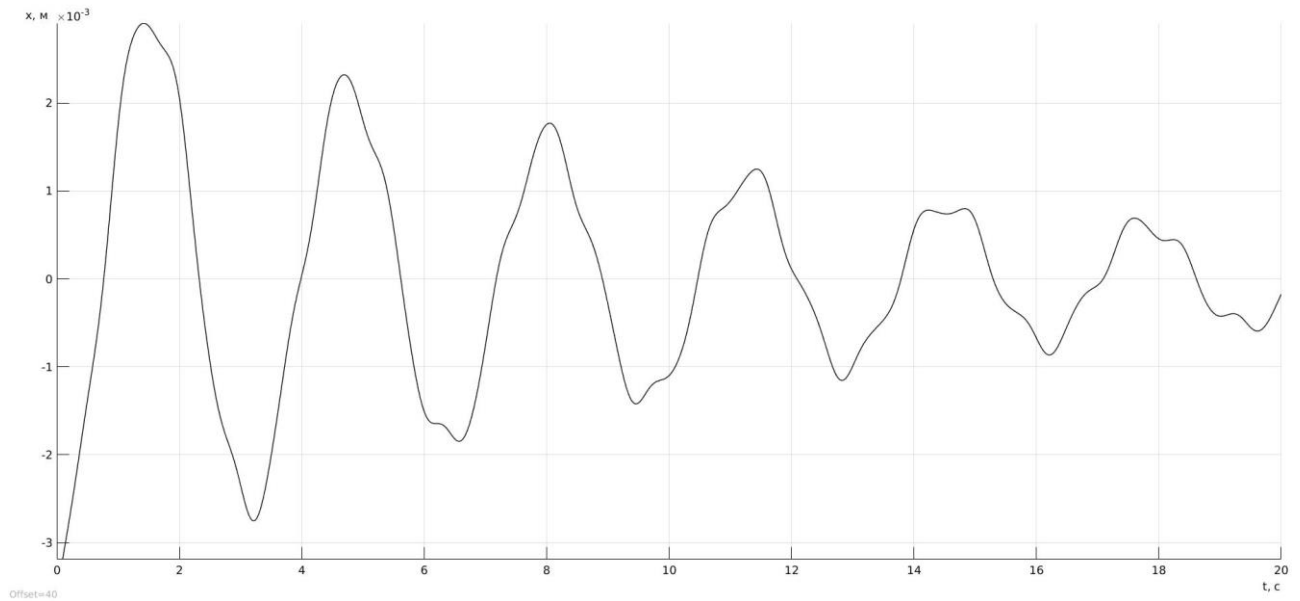


Рисунок 3.21 – Вібропереміщення в салоні автобуса на кріслі пасажира в задньому звисі автобуса при переїзді перешкоди

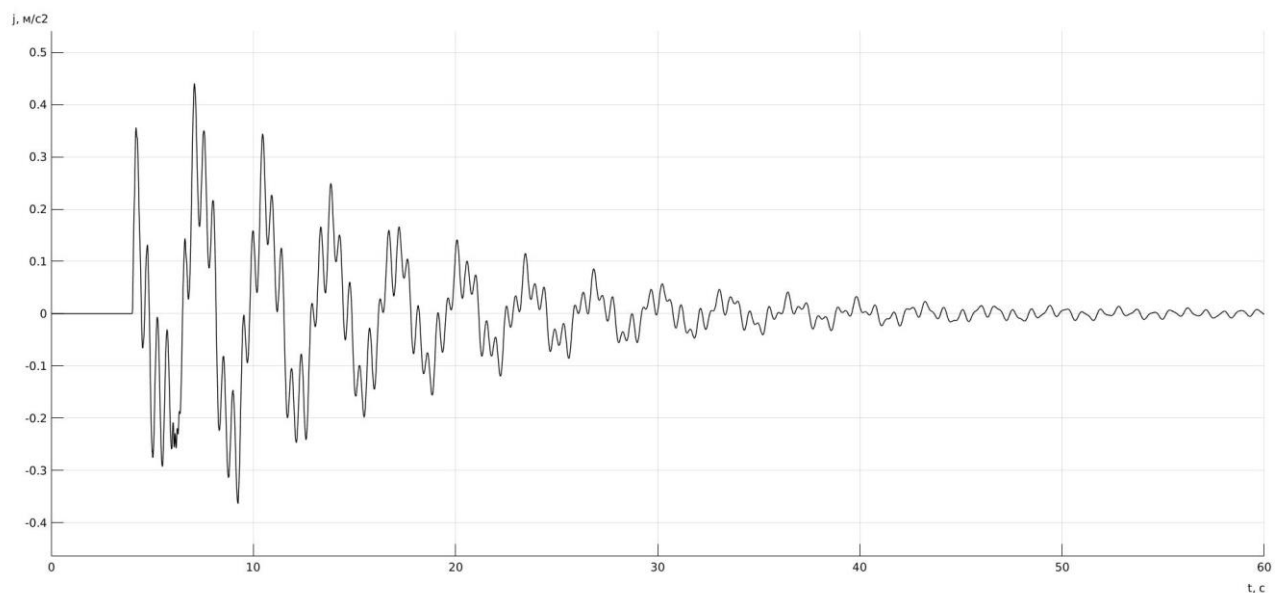


Рисунок 3.22 – Віброприскорення в салоні автобуса на кріслі пасажира в задньому звисі автобуса при переїзді перешкоди

Проведені дослідження (на прикладі автобуса ТУР А407) з двома типами задньої підвіски – ресорної та пневмо-ресорної дозволили констатувати:

- найбільш виразна оцінка вібронавантажень водія та пасажирів, а відповідно і підбір пружно-демпфуючих характеристик насамперед підвіски, є

характерною для мінімального пасажирозаповнення автобусів. Слід констатувати доцільність проведення оцінки плавності руху автобусів на дорогах II категорії у ваговому стані, що відповідає 15% використання номінальної пасажиромісткості (та є реальним для 20-30% від загального часу роботи автобуса на маршруті);

- практично для обох типів підвісок значення вібропришвидшень у горизонтальній поздовжній площині (напрямку руху) практично не виходять за межі 5-15% допустимих порогових значень з умов ДСТУ-ISO 2631-1, незалежно від типу підвіски і зміни її характеристик для умов усталеного руху дорогами як I так і II категорій. Відчутне зростання цих вібропришвидшень при проїзді одиничної перешкоди («лежачого поліцейського») все-таки є значно меншим у порівнянні до вертикальних. Фактично вертикальні вібропришвидшення і є домінуючими у формуванні оцінки плавності руху – вібронавантаженості водія та пасажирів. Вібропришвидшення у поперечній до напряму руху площині дана модель не дозволяє оцінити. Разом з тим розпочата реалізація просторової 3D-моделі для оцінки останніх, втратила практичний зміст за результатами дорожніх випробувань автобуса, де максимальні значення цих вібропришвидшень в умовах усталеного прямолінійного руху, типових для закордонних нормативних баз у цій сфері, є ще менш вагомими, у 3-5 разів у порівнянні до вібропришвидшень у поздовжній площині (напряму руху);
- відповідний підбір характеристик і суміщення ресор та пневмоелемента дозволяє суттєво зменшити вібронавантаженість насамперед у зоні низьких і середніх частот збурень у 1,5 рази у порівнянні з ресорною. Переваги чисто пневматичної підвіски у порівнянні з пневморесорною відчутні у зоні часткового до 50% пасажиронаповнення, а також у діапазоні високих частот (більше 15-20Гц) практично незалежно від пасажиронаповнення
- випробування типу переїзд одиничної перешкоди («лежачий поліцейський») дозволяє найбільш яскраво оцінити нерівномірність розподілу вібронавантажень по поздовжній осі салону. Як приклад, для ресорної

підвіски ТУР А407 (при пасажиронаповненні 6 пасажирів – 15% номінального значення) в табл. 2.10 розподіл вібропришвидшень за октавними діапазонами для трьох характерних місць (швидкість руху 30км/год)

Таблиця 3.10 – Середні значення вібропришвидшень в автобусі ТУР А407 при переїзді одиничної порогової перешкоди згідно ДСТУ 4123:2006

Середини октавних діапазонів, Гц	Середньоквадратичні значення вібропришвидшень, при швидкості 30км/год, м/с ²		
	Водій	Пасажир в базі	Задній звис
1	0.1341	0.1962	0.2835
2	0.1455	0.2073	0.2976
4	0.2224	0.2857	0.3959
8	0.548	0.6385	0.8204
16	1.4134	1.3485	1.5221
31.5	0.321	0.2315	0.255
63	0.1031	0.0506	0.0979

Результатами по даному типу випробувань очевидно доцільно оцінювати за рівнем короточасних пікових вібронавантажень за умов зниження працездатності – втоми згідно ДСТУ ISO 2631-1, вони не є визначальними з огляду на загальну тривалість поїздки пасажирів. Разом з тим очевидна більша практична інформативність (в т.ч. з огляду на формування характеристик підвіски) цього типу оцінки у порівнянні з паралельною до дороги типу II оцінкою на дорозі I.

3.4 Висновки до третього розділу

1. Створена математична модель для опису процесу вібронавантаження автобуса в реальних дорожніх умовах. Завдяки чому стало можливо оцінити рівень вібронавантаження на підлозі та сидіннях автобуса а також на водійському сидінні. Внаслідок використання такої моделі можна ще на стадії проектування автобусів

різних класів, закласти достатній рівень комфорту для пасажирів з умов вібронавантаженості

2. Використовуючи математичну модель засобами Matlab Simulink вдалось задати вихідні дані, що максимально точно імітують реальну дорогу, таким чином можна вдосконалювати конструкцію автобуса максимально у віртуальному середовищі до початку виробництва натурних взірців. А також змінюючи геометричні та вагові параметри кузова автобуса можна оцінити їх вплив на вібронавантаженість на пасажирських кріслах в салоні автобуса, тим самим вибравши такі параметри оптимальними

3. Використовуючи типоряд стандартних амортизаторів, пружин, ресор та пневмобалонів з відомими характеристиками по жорсткості та коефіцієнту демпування, за допомогою даної моделі можна підібрати оптимальні характеристики для автобуса відповідного класу, призначеного для руху по дорогах відповідної категорії.

4. Використовуючи сукупність можливостей щодо вибору як вихідних параметрів дорожнього покриття так і параметрів самого автобуса, за допомогою математичної моделі, ще на стадії проектування можливо добитись оптимальних характеристик автобуса з умов вібронавантаження на кріслах пасажирів. Таким чином дана модель дозволяє значно скоротити витрати на проектування автобуса, а також зменшити час на впровадження конструкції у виробництво та її натурну доводку до необхідного рівня комфорту.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОЦІНКА АДЕКВАТНОСТІ ОПРАЦЬОВАНИХ МЕТОДИК

4.1 Методика дорожніх випробувань автобусів II і III класів на вібронавантаженість водія та пасажирів

Дорожні випробування автобусів на вібронавантаженість місця водія є обов'язковими перед постановкою нових моделей на виробництво з умови виконання санітарно-гігієнічних норм умов праці. Очевидно, що заводи-виробники, при проведенні випробувань на вібронавантаженість на сьогодні керуються в першу чергу стандартом, що регламентує умови праці водія. Таким стандартом на сьогоднішній день є ДСН-3.3.6.039-99. Виконання його на автобусах (КТЗ категорії М2 та М3) та вантажівках (категорії N2, N) забезпечується в основному за рахунок додаткового підресорювання сидіння водія. Однак на сьогодні в Україні не існує норм, що регламентують рівень вібрацій, що діють на пасажирів, насамперед автобусів громадського транспорту. Галузеві норми Мінавтопрому колишнього СРСР ОСТ 37.001.274-84 "АТС Методы испытаний на плавность хода" та ОСТ 37.001.291-84 "АТС Технические нормы плавности хода" вже не чинні та з появою вищезгаданих норм і досліджень міжнародної ISO, що носять рекомендаційний характер, очевидно є застарілими. Відтак, актуальним є, в тому числі, і формування відповідної сучасної вітчизняної нормативної бази щодо кількісної оцінки і порогових, допустимих значень віброколивних навантажень, пасажирів для КТЗ категорії М з відповідним їхнім диференціюванням щодо автобусів різних класів та різною опосередкованою тривалістю поїздки (міські, міжміські та місцевого сполучення).

Згаданий вище галузевий стандарт ОСТ 37.001.274-84 регламентує порядок та умови проведення дорожніх випробувань, методи вимірювання та визначення їх результатів. Разом з тим він має ряд суттєвих недоліків, описаних у розділі 1.1.

Крім цього у процесі виконання даного дослідження констатовано ряд положень, отриманих за результатами комп'ютерного моделювання - оцінки

вібронавантажень в автобусі, що є суттєвими для формування методики оцінки плавності руху підчас дорожніх випробувань. Зокрема:

- на відміну від абсолютної більшості всіх інших дорожніх випробувань автомобілів і автобусів, що проводяться про номінальній, повній масі і дозволяють визначити відповідні граничні значення показників і характеристик та при зменшенні маси завантаження тільки покращуються (динаміка і паливна економічність руху, гальмування, стійкість і керованість руху і т.п.), екстремальні значення вібронавантажень - порогова межа плавності руху КТЗ навпаки характерна для мінімальної, спорядженої маси. Це загальновідомо, наприклад для вантажних автомобілів, де плавність руху з ресорною підвіскою практично прямо пропорційно покращується від порожнього стану до номінального завантаження. Для автобусів, однак, характерною є домінуюча частка руху з частковим завантаженням, рух з номінальною масою є характерним тільки для так званих пікових годин, питома частка яких у загальній тривалості руху складає від 10 до 20% загальної тривалості руху. Відповідно дорожню оцінку-випробування на плавність руху автобусів (зрештою і легкових автомобілів) необхідно проводити при частковому пасажиронаповненні, максимально наближеному до спорядженої маси автобуса, наприклад при пасажиронаповненні 15% від номінальної пасажиромісткості автобуса (що, в принципі, зручно і організаційно з умов організації випробувань з комбінацією ваги бригади випробувачів, апаратури та баласту). Для автобусів III класу додатково додається також відповідна нормативна маса багажу (10 кг на 1 пасажир), пропорційна 15% від номінальної пасажиромісткості;

- салон автобуса характерний відчутно нерівномірним розподілом віброколивних навантажень, що діють на пасажирів. У принципі відомо, що підтвердилось і у процесі проведеного компютеризованого імітаційного моделювання, що найбільші віброколивні навантаження характерні для зон у задньому та передньому звисів кузова, де коливання найбільші за амплітудою. Відповідно при експериментальній оцінці плавності руху необхідне вимірювання вібранаантажець принаймні у 3 точках-місцях салону- сидіннях водія, останнього

ряду сидінь у задньому звисі кузова та у межах колісної бази (як найбільш комфортної зони у порівнянні до найгіршої у задньому звисі);

- домінантним напрямом вібронавантажень на тіло пасажирів автобуса є вертикальний, що формує понад 90-95% загального вібронавантаження. Віброколивні навантаження у поперечній (при русі на поворотах) та поздовжній (розгін-гальмування) не є домінуючими у часі- тривалості руху і визначальним чином залежать від водія, його стилю їзди та обставин руху. Роль конструкції і характеристик підвіски, сидінь та шин тут значно менша і не є визначальною. Відповідно в основу вимірювально-реєстраційної апаратури слід закласти оцінку і запис власне вертикальних переміщень/прискорень. Тим паче, що всі відомі методики та нормативні акти регламентують дорожні випробування на прямолінійній ділянці доріг при усталеній швидкості, без розгонів чи гальмувань і руху на поворотах, тобто без появи збурень для відчутних навантажень на тіло водія/пасажирів у поперечному чи поздовжньому напрямках;

- діапазон швидкостей руху автобуса, при яких здійснюється експериментальна оцінка плавності руху, повинен максимально відповідати домінуючому інтервалу швидкостей для даного класу автобусів за призначенням (міські, міжміські, місцевого сполучення) в реальній експлуатації;

- оцінка вібронавантажень пасажирів, які стоять, перевезення яких передбачено для автобусів I, II та A класів, як з умов проблемності вимірювання, так і беручи до уваги результати відомих досліджень щодо неперевищення відповідних показників у порівнянні до пасажирів, які сидять, в силу пружно-демпфуючих характеристик опорно-рухомого апарату тіла людини (див. розд.1.1), не проводиться;

- беручи до уваги реальний стан автодоріг і переважні умови руху автобусів різного класу, відсутність в Україні автополігону з відповідними еталонними ділянками доріг певних категорій, випробування доцільно проводити власне на типовій асфальтовій дорозі, що реально ближче до II категорії і є найбільш розповсюдженою на автобусних маршрутах (окрім очевидно автобусів II класу - місцевого сполучення "місто-села", де реально дороги мають асфальто-грунто-

гравійне покриття, здебільшого з ямами, рух якими здійснюється відповідно на невеликих швидкостях);

- нещодавне нормативне впровадження на автодорогах так зв. пристроїв примусового зниження швидкості ("лежачих поліцейських") згідно ДСТУ 4123:2006 створює обґрунтовані підстави щодо доповнення дорожніх випробувань також оцінкою віброколивних навантажень при переїзді типової одиночної перешкоди на швидкості, що нормативно регламентована і для випробувань фіксується значенням 30 км/год. Це дозволяє дати і найбільш рельєфну, чітко виражену оцінку пружно-демпфуючих характеристик підвіски і сидінь автобуса/автомобіля.

Вимоги до об'єкта випробувань (технічний стан, пробіг і т.п.) повинні бути дотримані згідно іншими чинними стандартами щодо дорожніх випробувань, оскільки вони носять такий же вплив.

Тиск в шинах (що відіграє відчутну роль у формуванні вібронантажень) повинен відповідати рекомендаціям заводу виробника, а зношеність протектора не більше 20%

Пересувне регульоване сидіння водія встановлюється в положення зручне для керування автобусом, якщо змінюється жорсткість підвіски крісла водія то його встановлюють відповідно до маси випробувача. Маса водія повинна бути в межах нормативних 75кг - з умов оцінки вібронантажених датчиком, що розміщується на сидінні. Сидіння пасажирів, якщо у них регулюються спинки, встановлюють у вертикальне положення.

Перед початком випробувань автобус, всі його вузли та агрегати прогрівають до робочої температури.

Підібрати необхідні ділянки дороги на випробувальному полігоні досить проблематично – на території колишнього СРСР функціонували лише два автополігони з необхідним набором характерних типів доріг і зараз вони знаходяться на території Російської Федерації. Проте експеримент планувалось максимально наблизити до реальних дорожніх умов і для цього було вибрано реальні вулиці зі станом дорожнього покриття, що відповідає середньостатистичній дорозі на приміських автобусних маршрутах.

Випробування необхідно проводити на прямому сухому відрізку дороги. Швидкості проведення випробувань слід диференціювати у відповідності до типових умов руху на відповідних маршрутах та окремих характерних перешкодах – залізничного переїзду та «лежачого поліцейського». В дослідженні [125] наведені типові їздові цикли приміських та міжміських автобусів, побудовані на основі режимометрування реальних режимів руху на приміських та міжміських автобусних маршрутах. Грунтуючись на даних режимометрування типового приміського автобусного маршруту можна стверджувати, що максимальна швидкість руху на маршруті не перевищує 70 км/год, а піки, що досягають 75-80 км/год є короткотривалими в часі і відповідатимуть похибці при проведенні натурального експерименту. Аналогічно видно, що домінантною швидкістю на міжміському маршруті є 90 км/год. З огляду на домінантність цих швидкостей, як умовно ustalених (відповідно до даних режимометрування понад 60% маршруту), приймаємо їх як базові для проведення відповідних випробувальних заїздів.

Як і при моделюванні переїзду порогової перешкоди згідно ДСТУ 4123:2006 приймаємо швидкість 30 км/год, як базову для проїзду перешкод у вигляді колії та «лежачого поліцейського».

Згідно з ГОСТ ІСО 8041 засоби вимірювань для дорожніх випробувань повинні бути компактними, простими у встановленні і користуванні, вібростійкими, повинні забезпечувати необхідну пропускну здатність палива і необхідну точність вимірювань при температурі повітря від мінус 25°C до плюс 40°C на всіх режимах руху автобуса. Фіксація заданої швидкості руху повинна проводитись за штатним спідометром, а не за більш точним вимірювальним комплексом. Пояснюється це тим, що у реальних умовах експлуатації на автобусі встановлений лише один пристрій для вимірювання швидкості руху – спідометр. Як правило, похибка спідометра складає 5-10%, що еквівалентно різниці в 3-5 км/год, а це, щоправда, в свою чергу, вносить наперед закладену похибку між комп'ютерним моделюванням і дорожнім експериментом, оскільки в алгоритмі комп'ютерного розрахунку швидкість руху є наперед фіксованим значенням і що слід враховувати при оцінці адекватності результатів комп'ютерного моделювання та натурального експерименту.

Оцінка адекватності математичної моделі, комп'ютерного моделювання та результатів дорожніх випробувань у нашому випадку (на відміну від строго детермінованих процесів гальмування і т.п.) має своєрідний складний характер. Визначальним насамперед є випадковий характер зміни характеристик мікропрофілю конкретної ділянки 500-1000м випробувальної дороги, який складно насамперед заміряти, оцифрувати - ввести як відповідний масив з кусково-неперервною апроксимацією у базу даних початкових умов при комп'ютерному моделюванні. Також необхідно прокалібрувати покази штатного спідометра автобуса, щоб знати відповідну похибку та значення фактичної швидкості руху при заданні початкових умов руху під час комп'ютерного моделювання-розрахунку. Практично оцінка адекватності відтворення таких випадкових процесів як мікропрофіль та віброколивання кузова зводиться до співставимості амплітуд та частот збурень і реакцій на них. Більш точним і коректним у цьому плані є більш детермінований процес переїзду через чітко регламентовану за розмірами перешкоду типу "лежачий поліцейський" як додаткової, а фактично більш коректної і точної оцінки адекватності моделювання.

Метою експериментальних досліджень не є оцінка плавності руху тієї чи іншої моделі автобуса чи порівняльна оцінка автобусів та формування відповідної нормативної бази (ДСТУ). Для даної роботи пріоритетними завданнями дорожніх випробувань є насамперед оцінка адекватності результатів комп'ютерного моделювання та реального руху автобусів типовою дорогою і переїзду через перешкоди ("лежачий поліцейський", залізничний переїзд), а також підтвердження реальності порівняльної оцінки різних типів підвіски автобуса.

4.2. Проведення експериментальних випробувань

Для оцінки ступеня адекватності вже розробленої і описаної в попередньому розділі математичної моделі, на базі ВАТ «Укравтобуспром» у суху теплу погоду були проведені дорожні випробування в реальних умовах по вулиці Луганській в м. Львів. Для проведення випробувань було вибрано автобус середнього класу ТУР А407 (рис. 4.1.), який було оснащено спеціальним вимірювальним обладнанням.



Рисунок 4.1 – Автобус «ТУР» А407, на якому проводились дорожні випробування на рівень вібронавантаженості сидінь водія та пасажирів

Для вимірювання рівня вібрацій органами СЕС зазвичай використовуються наступні прилади: ВШВ-003 в різних модифікаціях, який дозволяє поміряти рівень шуму та вібрації.



Рисунок 4.2 – Прилад для вимірювання шуму та вібрації ВШВ-003

Також для вимірювання можуть використовувати прилади датської компанії Brüel & Kjær моделей 2250, 2270.



Рисунок 4.3 – Прилад для вимірювання вібрації Brüel & Kjær 2250, 2270

Даними засобами важко поміряти картину вібрації на пасажирських сидіннях автобуса одночасно в кількох точках салону автобуса через складність реалізації процесу їх синхронізації по часу. У зв'язку з цим постала необхідність у розробці окремого вимірювального комплексу.

В даному дослідженні для вимірювання рівня вібронавантажень на сидіннях водія та пасажирів, було розроблено спеціальний вимірювальний комплекс.

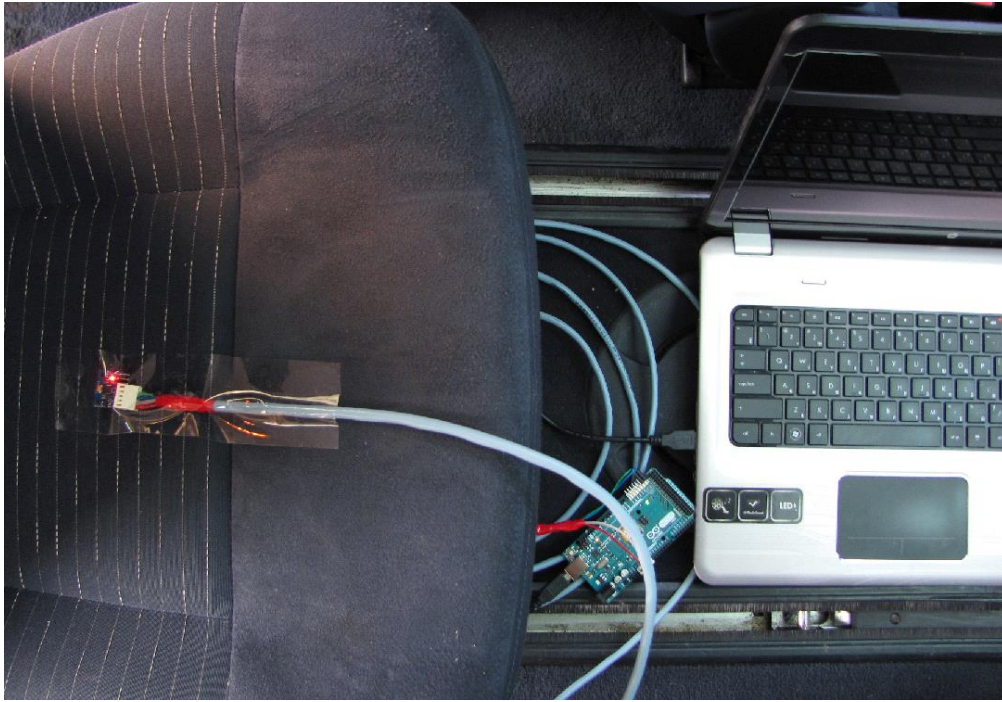


Рисунок 4.4 – Елементи вимірювального комплексу створеного спеціально для вимірювання транспортної вібрації в автобусах

Суть розробки полягає в створенні відносно доступного комплексу на широко розповсюджених компонентах.

Як центр обчислень використано ноутбук на операційній системі в даному випадку Win 7 (сумісно також з Win 10). Також розроблено програмне забезпечення для систематизування даних вимірювань та синхронного їх запису в файл. Відповідне ПЗ написано мовою програмування C з використанням відповідних стандартних бібліотек та методів Arduino, описаних в документації. Передбачено можливість використання до 5 датчиків одночасно. В даному дослідженні використовувалось одночасно 3 датчики.

Датчики наклеювались на подушку кожного з вимірюваних сидінь за схемою показаною на рис 4.2, яка відповідає стандартному методу випробувань.

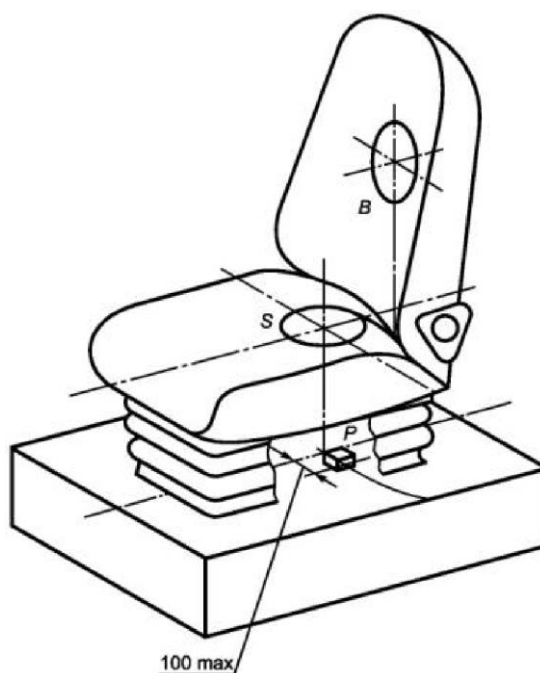


Рисунок 4.5 – Схема установки датчику. *P* – підлога автобуса; *S* - подушка сидіння; *B*- спинка сидіння

Також згідно стандартів може бути використання напівжорсткого диску показаного на рис 4.3. В такому випадку датчик акселерометр закріплюється до металевого диска діаметром 250 ± 50 мм за схемою як на рис. 4.6

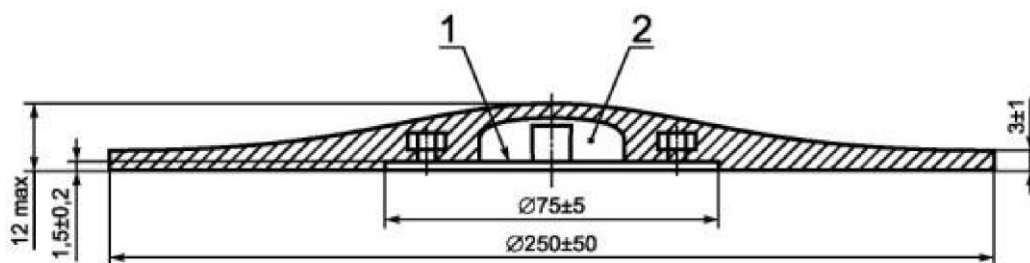


Рисунок 4.6 – Диск для закріплення акселерометра. *1* - тонкий металевий диск для установки акселерометра; *2* - порожнина для установки акселерометра

На кожному сидінні сидів випробувач, маса якого знаходилась в межах 70-90кг, що відповідає стандартам такого типу вимірювань. Приклад встановлення датчика показано на рис 4.7

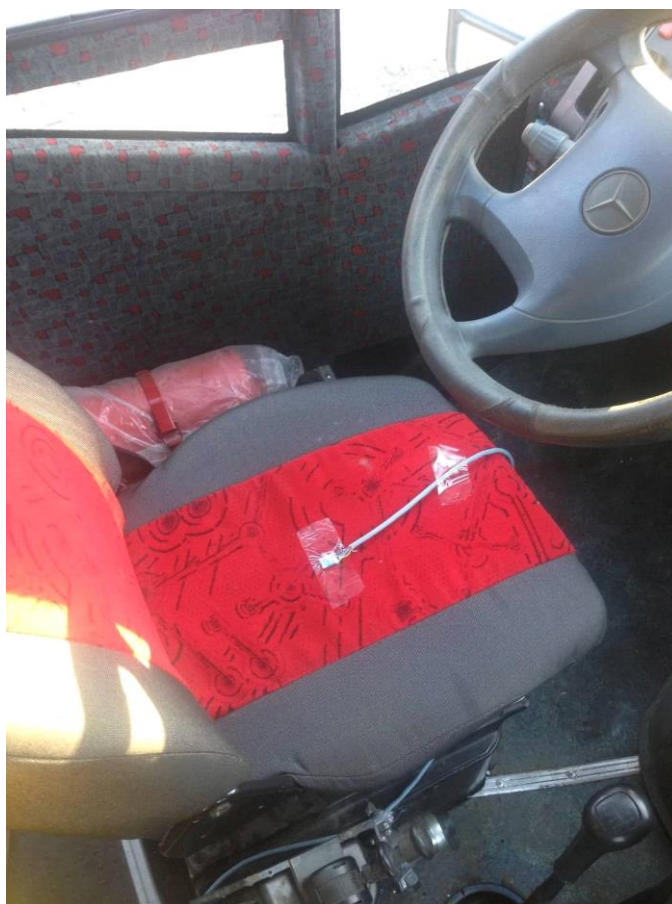


Рисунок 4.7 – Монтаж датчика вібрацій на подушку водійського сидіння автобуса А407

Випробування проводилось на різних модифікаціях автобуса марки ГУР А407 з трьома типами підвіски: ресорною, пневмо-ресорною виробництва Daimler та пневмо-ресорною, розробленою ВАТ «Укравтобуспром».



Рисунок 4.8 - Схема оригінальної задньої пневмо-ресорної підвіски автобуса ГУР А407, конструкції ВАТ «Укравтобуспром»

У порівнянні з ресорною підвіскою пневмо-ресорна має ряд суттєвих переваг, зокрема:

- вища плавність руху;
- адаптивність – можливість самостійно налаштовувати висоту кліренсу і жорсткість;
- керованість – чим більше стиснення пневмобалона, тим більша жорсткість підвіски, а, отже, краща керованість;
- можливість зміни рівня входу в автобус.

До недоліків пневмо-ресорної підвіски можна віднести погану ремонтпридатність елементів пневмопідвіски. Пневматичні стійки абсолютно неремонтпридатні і при виході з ладу підлягають тільки заміні. Також варто відзначити, що на ресурс пневмопідвіски негативно впливають негативні температури і дорожні реагенти.

Дорожні випробування проводились на двох типових ділянках автодоріг I категорії (відрізок 2 км на капітально відремонтованій ділянці автодороги Київ-Чоп (14 км від Львова у напрямку Стрия) та II категорії (пряма ділянка вул. Луганська у м. Львові – рис. 4.8), в т.ч. як із умов наближення до тестових ділянок I та II категорії автополігону НАМИ (і оцінки співставимості результатів випробувань інших автобусів з різними типами підвісок, що проводились ВКЕІавтобуспром (Укравтобуспром) ще у 1980-х р.р.), так і з сучасної типовості умов руху для автобусів II, III категорій та В класу. Окрім цього, для порівняльного аналізу вище зазначених типів підвіски проведені також заїзди автобусів по одній ділянці брукованої дороги (у м. Львові, вул. Ст. Бандери) та примусового обмежувача швидкості – «лежачого поліцейського» висотою 50 мм. На ділянці I категорії швидкість усталеного руху склала 90 км/год, для дороги II категорії – 70 км/год. Обидві мірні ділянки протяжністю 2 км. Окрім сидіння водія заміри віброприскорень здійснювались на пасажирських сидіннях вздовж лівої боковини – найближче до передньої осі (у колісній базі) та найменш комфортному – останньому ряді у задньому звісі. Сидіння були навантажені відповідно середньої маси людського тіла 75 кг. Для більш виразного прояву вібродемфуючих характеристик

різних типів підвісок задньої осі дорожні випробування проводились за часткового завантаження автобуса, близькому до мінімального (еквівалент п'яти пасажирів) з триразовим дублюванням заїздів.

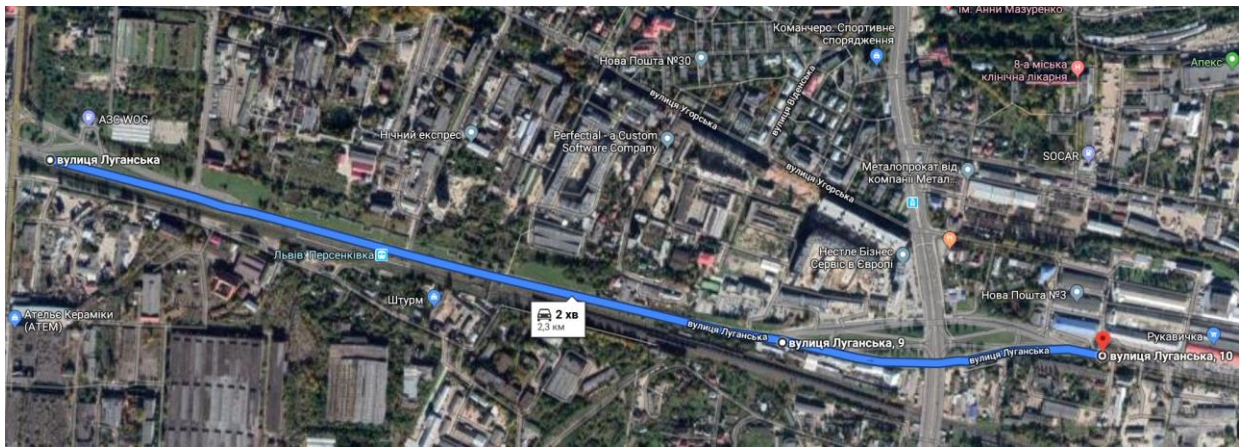


Рис. 4.9 – Відтинок дороги, на якій проводились дорожні випробування

4.3. Аналіз результатів дорожніх випробувань

Сама по собі комфортність перевезень є поняттям досить суб'єктивним, однак, в той же час, найбільш затребувано, може бути оцінена самим пасажиром, який перебуває в тих чи інших умовах поїздки автобусом. Аналогічно до цієї, абсолютно суб'єктивної оцінки, можна провести більш обґрунтовану, наочну оцінку, оперуючи візуальним співставленням графіків віброколивальних, отриманих безпосередньо з датчиків віброприскорень

Таким чином для якісної оцінки властивостей обох типів підвісок (ресорної та пневморесорної) в реальних умовах експлуатації достатньо провести візуальне порівняння графіків віброприскорень при проходженні автобусами одного й того ж відрізка дороги при однакових умовах тестових заїздів.

Як приклад на рис. 4.10 представлено запис віброприскорень для трьох вищезазначених точок заміру (включно підресорене сидіння водія) та кожного з трьох варіантів задньої підвіски (рис. 4.11 та 4.12 відповідно), а в табл. 4.1 – відповідно опосередковані значення у функції октавних діапазонів (від 1 до 63Гц) коливань/збурень.

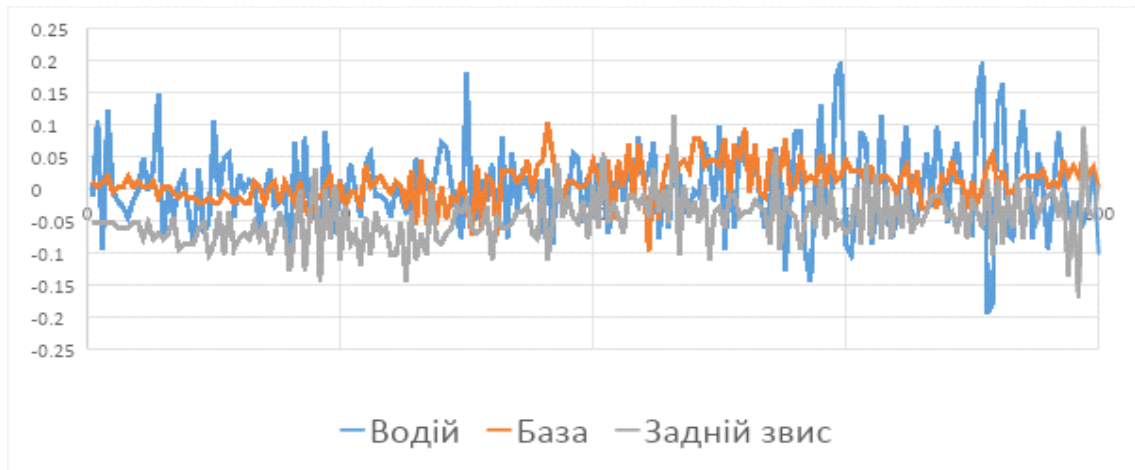


Рисунок 4.10 – Віброприскорення у салоні автобуса А407 з ресорною підвіскою, m/s^2

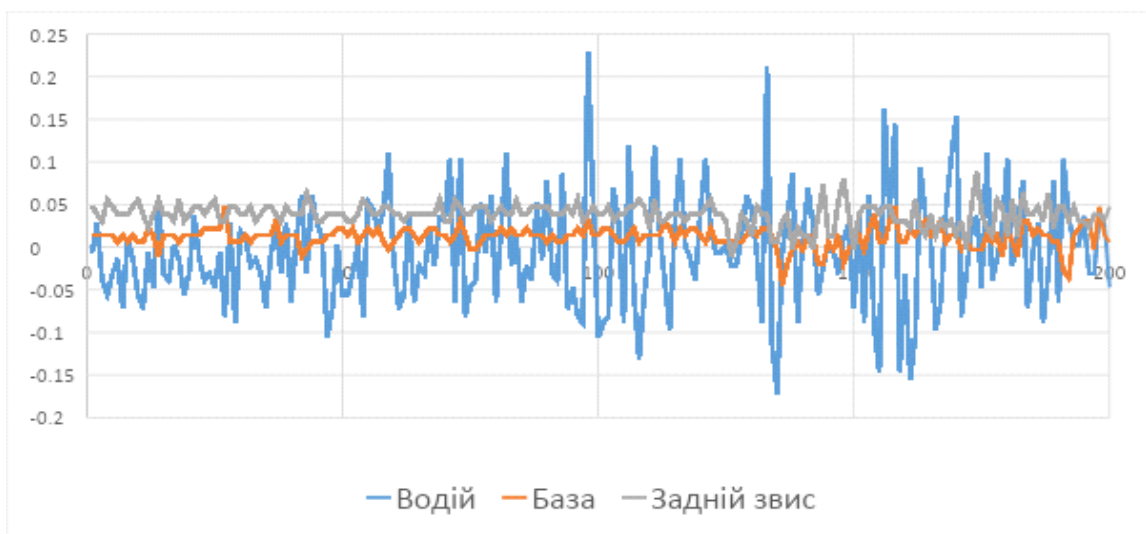


Рисунок 4.11 – Віброприскорення у салоні автобуса А407 з пневмо-ресорною підвіскою Daimler, m/s^2

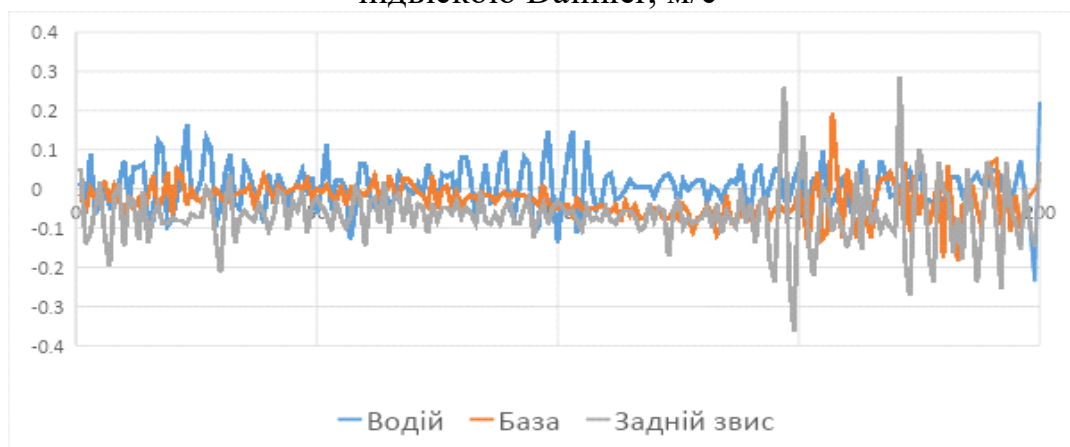


Рисунок 4.12 – Віброприскорення у салоні автобуса А407 з пневмо-ресорною підвіскою виробництва ВАТ Укравтобуспром, m/s^2

Таблиця 4.1 - Результати дорожніх випробувань

Середини октавних діапазонів в Гц	Середньоквадратичні значення віброприскорень автобуса А407 з ресорною підвіскою, м/с ²			Середньоквадратичні значення віброприскорень автобуса А407 з пневмо-ресорною підвіскою Daimler, м/с ²			Середньоквадратичні значення віброприскорень автобуса А407 з новою пневмо-ресорною підвіскою ВАТ Укравтобуспром, м/с ²		
	Водій	Пасажир в базі	Задній звис	Водій	Пасажир в базі	Задній звис	Водій	Пасажир в базі	Задній звис
1	0.333	1.452	8.252	0.618	1.69	3.325	0.317	1.6	3.63
2	0.412	0.368	0.846	0.153	0.527	0.250	0.037	0.385	0.083
4	0.245	0.783	0.508	0.206	0.145	0.157	0.08	0.296	0.11
8	0.215	0.424	0.472	0.174	0.121	0.103	0.097	0.098	0.085
16	0.158	0.3	0.291	0.108	0.078	0.062	0.116	0.184	0.084
0,32	0.165	0.241	0.248	0.22	0.066	0.071	0.115	0.119	0.136
64	0.235	0.157	0.249	0.235	0.069	0.049	0.211	0.101	0.245

Порівняльний аналіз отриманих результатів дозволив констатувати (на прикладі дороги II категорії) суттєве покращення комфортності руху в аспекті середньоквадратичних значень вертикальних віброприскорень при використанні пневмо-ресорних підвісок. Якщо у зоні передньої осі (колісній базі) різниця відчутно проявляється починаючи з зони частот 4 Гц і більше (табл. 3), що значним чином обумовлено однотипною для всіх трьох модифікацій автобуса ТУР А407 передньою ресорною підвіскою, то для зон задньої осі та особливо заднього звису кузова різниця особливо відчутна.

4.4. Співставлення результатів імітаційного моделювання з даними натурних випробувань

Для оцінки достовірності результатів математичного моделювання роботи підвіски автобуса при русі дорогою з типовим мікропрофілем проведено співставлення результатів експериментальних випробувань на плавність руху автобуса середнього класу ТУР А407 в реальних дорожніх умовах із відповідними даними, отриманими шляхом моделювання в середовищі Matlab Simulink [1].

Дорожні випробування на плавність руху проводились за розробленою методикою, яка відповідає вимогам стандартів [2,3]. Зокрема відбувалися три послідовні заїзди на мірних ділянках дороги довжиною 2 км з швидкостями 50 км/год для дороги з асфальтобетонним покриттям другої категорії та 70 км/год для дороги з асфальтобетонним покриттям першої категорії, відповідно. За допомогою розробленого вимірювального комплексу на базі цифрових акселерометрів GY-521 і контролерів Arduino [4] проводились заміри вібропришвидшень в трьох найхарактерніших точках салону автобуса: робочому місці водія, задньому звісі, та місці пасажира в базі. На рис.1 представлено запис результатів натурних випробувань на плавність руху на пасажирському сидінні в базі автобуса.

За характером графіків видно, що частота вібропришвидшень та їх числові значення знаходяться в одному діапазоні, що свідчить про адекватність результатів математичного моделювання роботи підвіски автобуса, що, в свою чергу, дає можливість проводити порівняльний аналіз різних конструктивних варіантів виконання підвіски ще на етапі конструювання. Для деталізованої оцінки фактичної збіжності результатів моделювання та експериментальних випробувань необхідне подальше опрацювання отриманих даних з визначенням середньоквадратичних значень вібропришвидшень у відповідних частотних смугах при заданні конкретного мікропрофілю поверхні ділянки дороги, на якій проводились випробування.

4.5. Висновки до четвертого розділу

- Опрацьована методика випробувань автобуса стосовно рівня вібронавантаженості водія та пасажирів
- Проведено дослідження існуючого обладнання для даних досліджень і створено новий вимірювальний комплекс на основі доступного модуля Arduino, а також його відповідне програмне забезпечення. Такий комплекс є достатньо доступним і дозволяє синхронно записувати дані з до 5-ти датчиків одночасно, чим забезпечує зручність і достатню точність вимірювань
- Проведено експеримент на основі автобуса середнього класу ТУР А407 з різними варіантами задньої підвіски, а саме – ресорна, пневморесорна виробництва Daimler, пневморесорна удосконалена конструкцій ВАТ «Укравтобуспром»
- Проведено порівняння результатів досліджень з результатами математичного моделювання даного процесу, що говорить про достатню адекватність результатів. Це дає підстави рекомендувати створену математичну модель до використання на стадії проектування автобусів, аби зменшити затрати на доведення конструкції автобуса.
- На основі проведених досліджень ведуться роботи по створенню національного стандарту України, який би регулював рівень комфортності пасажирських перевезень в Україні з умов плавності руху, а саме вібронавантаженості на кріслах пасажирів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1) У дисертаційній роботі розв'язана науково-прикладна задача підвищення комфортності пасажирських перевезень автобусів громадського транспорту з регламентування рівня вібронавантажень, що діють на пасажирів в залежності від класу призначення автобуса.

2) Опрацьовано аналітичну модель і методику комп'ютерного моделювання вібронавантажень, що діють на пасажирів у взаємозв'язку з типом і характеристиками підвіски (ресорної, пневморесорної, та пневматичної), та вібродемпфуючими характеристиками сидінь.

3) Отримано та реалізовано в проектній практиці рекомендації щодо підбору типу та характеристик підвіски та пасажирських сидінь в залежності від класу призначення автобуса (міські, місцеві та міжміські перевезення).

4) Експериментально підтверджена достатня адекватність комп'ютерного моделювання з результатами дорожніх випробувань автобуса по оцінці вібронавантажень пасажирів у трьох характерних зонах салону (задній звис, у колісній базі, у районі передньої осі) для двох типових типів доріг (I та II-ї категорій).

5) З врахуванням різної середньостатистичної тривалості поїздки пасажирів в автобусах міського, місцевого та міжміського сполучення та рекомендацій ISO 2631-1:20 щодо порогових значень вібропришвидшень з умов втоми (в функції тривалості дії та частотного діапазону), сформовано практичні рекомендації по підбору пружно-демпфуючих характеристик підвісок та сидінь для відповідних класів автобусів (з можливістю порівняльної оцінки і оцінки ефективності ще на етапі проектних робіт методами комп'ютерного моделювання ждя 3-х типів доріг – асфальтобетонні, бруківка, ґрунтова).

6) Шляхом послідовного підбору параметрів пневморесорної підвіски (на прикладі середнього міжміського автобуса ТУР А407, виробник ВАТ «Автобуспром») забезпечено зниження у 2,4-3,6 рази середньоквадратичних вертикальних пришвидшень низькочастотних октавних діапазонів (1-8Гц), що діють на пасажира у задньому звисі (найменш комфортній зоні салону) та у 1,7-2,6 рази у

межах колісної бази у порівнянні до серійної малолистової ресорної підвіски машинокомплекту MB Vario 800-ого модельного ряду. У середньо- та високочастотних діапазонах ефективність дещо менша у 1,8-2,5 рази у задньому звісі та у 1,5-2 рази у базі.

7) Створено сучасний комплекс вимірювальної апаратури одночасної оцінки вібронавантажень на пасажирів з 3-х характерних зонах салону шляхом дорожніх випробувань. Опрацьована методика вимірювань та статичної обробки результатів з розмежуванням частотних діапазонів.

8) Опрацьовано проект національного стандарту ДСТУ "Колісні транспортні засоби. Вібронавантаження на пасажирів автобусів категорії М2 та М3 з умов комфортності та плавності руху. Загальні технічні вимоги" з формуванням 3-х рівнів порогових (граничних) значень віброколивних навантажень на пасажирів відповідно до класу призначення автобуса (Ікл – міські, Пкл. – місцеві (приміські), Шкл. – міжміські).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ГОСТ 12.4.012-75. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрация. Средства измерения и контроля вибрации на рабочих местах. Технические требования. М., Изд. стандартов, 1975. – 5 с.
2. ГОСТ 12.4.025-76. Система стандартов безопасности труда. Вибрация. Методы расчета виброизоляции рабочего места операторов самоходных машин. Основные положения. М., Изд. стандартов, 1976. – 57 с.
3. Отраслевая нормаль автомобилестроения ОН 25332-69. Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. Методы испытаний.
4. ОСТ 37.001.291-84: 1984. Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода. Москва, 1984. 8 с.
5. ОСТ37.Ш1. Автомобили легковые. Плавность хода. Общие технические требования.
6. ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 1: Загальні вимоги (EN ISO 5349-1:2001, IDT).
7. ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 2: Практична настанова з вимірювання на робочому місці. (EN ISO 5349-1:2001, IDT).
8. ISO 10056: 2001. Mechanical vibration – Measurement and analysis of whole – body vibration to which passengers and crew are exposed in vehicles.
9. EN 1032: 2003 Mechanical vibration – Testing of mobile machinery in order to determine the vibration emission value.
10. Разумов И.К. Основные теоретические вопросы изучения воздействия вибрации на организм человека. Гигиена труда и профзаболеваний, 1967, № 3, с.3-8.
11. Новые критерии для разработки стандарта на безопасные уровни вибрации. Э.И. Тракторостроение, М., 1976, № 43, С.1-7.
12. Ротенберг Р.В., Бурлаченко Н.И. О физиологических критериях плавности хода автомобиля. Автомобильная промышленность, 1966, № 2, С.28

13. Вожжова А. И. Защита от шума и вибрации на современных средствах транспорта / А. И. Вожжова, В. К. Захаров. – Львов: Медицина, 1968. – 312 с.
14. Певзнер Я. М. Методика дорожных испытаний плавности хода автомобилей, прицепов и полуприцепов / Я. М. Певзнер, А. А. Тихонов. – М. НАМИ: Труды всесоюзного семинара по подвескам автомобилей, 1964. – С. 3-17.
15. Гольфат Д. В. Аналитическое определение плавности хода автомобиля / Д. В. Гольфат., 1949. , №3.- С.17-19
16. Бронштейн Я.И. Способы оценки плавности хода автомобилей. Автомобильная промышленность, 1949, № 4., - С. 21-24.
17. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания / Р. В. Ротенберг. – Москва: Машгиз, 1960. – 323 с.
18. Певзнер Я. М. О нормировании плавности хода автомобилей / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Е. Плетнев. – Москва: Автомобильная промышленность, 1973.
19. Кравець В. Н. Измерители эксплуатационных свойств автотранспортных средств / В. Н. Кравець. – Нижний Новгород: НГНТУ им.Р.Е.Алексеева, 2014. – 157 с. – (ISBN 978-5-502-00449-7).
20. Jacklin H/W/ Human reaction to vibration / H.W. Jacklin// SAE journal 39.- 1936.-P. 401-408.
21. Янте А. Механика движения автомобиля / А. Янте. – Москва: Машгиз, 1958. – 251 с.
22. Ротенберг Р. В. О колебательных характеристиках человека в связи с изучением системы "человек автомобиль - дорога" / Р. В. Ротенберг, В. Н. Сиренко., 1972. – 14 с. – №1.
23. Яценко Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – Москва: Машиностроение, 1969. – 219 с.
24. VDI Richtlinien №r 2057 Beurteilung der Einwirkung mechanischer schwingungen auf den Menschen, 1961 – 36 S.

25. Mitschke M. Influence of road and vehicle dimensions on the amplitude of body motions and dynamic wheel Loads/ M/Mitschke// SAE- Preprints, 1963. № 630310 – P. 67-89.
26. Mitschke M. Theoretische und experimentelle Schwingungsuntersuchungen am Kraftfahrzeugen // ATZ 65 ,1963. №11- S.281-286.
27. Dieckmann D. Einige Methoden zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugsitzen // ATZ 64 ,1962. №3 – 5.86-93.
28. Radke A., Simons A. Schwingungstechnische Betrachtungen über einem LKW – Fahrersitz // Automobil – Industrie, 1963, №1- S.36-44.
29. Гришкевич А.И. Методика дорожных испытаний четырёхколёсных автомобилей на плавность хода // Труды семинара по подвескам автомобилей. № 1.- Москва, НАМИ, 1960- С.5-13.
30. Прутчиков О.К. Эксплуатационные требования к плавности хода автомобилей // Автомобильная промышленность, 1962, №2,- с.6-8
31. Кац Л.И. Методика исследования плавности хода многоосных автомобилей с помощью ЭВМ / Л.И. Кац, М.И. Эрлих // Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 12.- М., НАМИ, 1966- с.20-26.
32. Jante A. Grundsätzliche Möglichkeiten der Luftfederung/ A. Jante.- Kraftfahrzeugtechnik, 1966. H.3.-S.44 – 47.
33. Мельников А.А. Проектирование пневматических подвесок/ А.А. Мельников, И.Н. Успенский . - Горький: Волго – Вятское кн. изд., 1965.- 87с.
34. Акопян Р.А. Исследования влияния условий эксплуатации и колебательных параметров автобуса с пневматической подвеской на плавность хода //Автомобильная промышленность. -1969.- №5. - С. 13-17.
35. Агеев М.Д. Об оценке и экспериментальном определении эффективности подвески автомобиля // Труды семинара по подвескам автомобиля. Вып. 11.,- М., НАМИ.-1965.- С.32-46.
36. Островцев А.Н. Развитие теории рабочего процесса и исследование конструкции продольно-упругой подвески автомобиля / А.Н. Островцев , А.Д.

Дербарендикер, М.А. Юдкевич // Автомобильная промышленность.- 1972.- № 12.- С.10-14.

37. Жигарев В.П. Аналитический расчет оптимальной жесткости рессор и сопротивления амортизаторов "линейного" автомобиля с учетом ограниченности динамического хода подвески / Жигарев В.П., Хачатуров А.А. // Труды МАДИ. М., 1972. - С. 105 - 115.

38. Афанасьев В.Л., Жигарев В.П., Хачатуров А.А. // Определение оптимальных передаточных функций вторичного подрессоривания массы в кузове транспортных машин. // Труды МАДИ. Устойчивость управляемого движения автомобиля, вып.91, М., 1974.

39. Жигарев В.П., Парсамян А.С., Хачатуров А.А. // Уравнения колебаний автомобиля с учетом податливости несущей системы автомобиля // Труды МАДИ. М.,1975.-Вып. №105.-С. 90 97.

40. Акопян Р.А. Рабочие процессы и теория прочности пневматической подвески // Труды ГСКБ по автобусам, Львов: изд. Львов. университета, 1970. – 223 с

41. Акопян Р.А. Оцінка результатів комп'ютерного моделювання та дорожніх випробувань по плавності ходу та вібрацій при русі автобуса ЛАЗ – 4207 по асфальтовому покриттю / Р.А. Акопян, О.В. Дубянський , С.І. Давидяк, М.Д. Палюх // «Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoyu systemow pojazdow samochodowych I naszym roboczych samojezdnych», Rzeszow, 1996. – s. 9 – 14.

42. Акопян Р.А. Оцінка комфортабельності їзди // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Вип. 5., Львів, 1998. – С. 12 – 15

43. Мыцык Б.И., Макаров В.В., Самодала В.И. К вопросу исследования колебаний в системе «дорога-автомобиль-человек» Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1972. – С. 52 – 66

44. Крайник Л.В. Формування нормативної оцінки плавності руху автобусів / Л.В. Крайник, С.М. Назаркевич // Вісник Донецької академії автомоб. транспорту. – 2009.- № 3. – С. 19 – 22.

45. Крайник Л.В. Дослідження вертикальних коливань дволанкового автовозу // О.В. Житенко, Л.В. Крайник // Наук. Вісник НЛТУ України: Зб. наук. –техн. праць – Львів: НЛТУ – 2007, вип.. 17:5 – С. 116 – 121.
46. Быховский М.Д. Выбор оптимальных параметров подвески автомобиля / Быховский М.Д. // М., Машиностроение, 1974. – 256 с
47. Ажмегов В.Ф.,Ковалев Ю.Л., Чернов Л.Б., Гокк В.О. К вопросу оценки качества подвески на основе системного подхода. Автомобильная промышленность, 1977, № 8, -С.14-16.
48. Ажмегов В.Ф. Исследование систем поддрессоривания автомобиля с учетом условий эксплуатации и влияния его колебаний на скорость движения. Дисс.канд.техн.наук. - Курган, 1981. - 226 с.
49. Попов А.Г. Плавность хода скоростного гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 3 с гидромеханической трансмиссией.— 05.05.03. — Москва, 1984.
50. Горобцов А.С., Карцов С.К., Веретенников А.П., Раввин А.Г. Система моделирования колебаний элементов автомобиля // Конструирование, исследование, технология и экономика производства автомобиля. Труды МосавтоЗиЛа. - М., 1989. -Вып.16. -С. 72-77.
51. Дербаремдикер А.Д. Новый метод оценки плавности хода АТС // Автомоб. промышленность, м., 1991, № 5. – С. 18 –20.
52. Elbeheiry E.M. Optimal control of vehicle random vibration with constrained suspension deflection / E.M. Elbeheiry. С. Karnopp // Journal Sound Vibration 189 (1996).- p.p. 547-564.
53. Tamboli J.A. Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations / J.A. Tamboli, S.G. Joshi // Journal Sound Vibration 219 (1999).- p.p. 193-205.
54. Карцов С.К. Вибрации и динамическая нагруженность конструкций колесных машин. Автореферат диссертации . докт. техн. наук: 01.02.06, 05.05.03. - Москва, 1995,- 43с.
55. Рябов И. М. Повышение эксплуатационных качеств АТС на основе

синтеза амортизаторов, пневмогидравлических рессор и колес с улучшенными эксплуатационными свойствами. Рябов И. М. : дис. канд. техн. наук : 05.22.10 — Волгоград, 1999.

56. Керницький І.С. Науково-прикладні основи проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демфуючих елементів систем підресорювання колісних машин. Керницький І.С.: дис. д-ра техн. наук: 05.05.02.- Львів, 2001.

57. Герасимов И.М. Повышение плавности хода автомобилей путем использования подвески с релаксационным гидроамортизатором. Герасимов И.М.: дис. канд. техн. наук : 05.05.03 – М., 2002.

58. Лебеденко И.Б. Выбор параметров двухкамерных пневматических и гидравлических систем виброизоляции с межкамерными элементами гашения вибрации. Лебеденко И.Б. : дис. канд. техн. наук : — 05.02.18, 01.02.06 — Москва, 2002.

59. Ага Н.В. Разработка методов расчета показателей качества нелинейных виброзащитных систем автомобиля с учетом многообразия условий эксплуатации. Ага Н.В. : дис. канд. техн. наук : — 05.05.03 — Курган, 2007.

60. Дячук М.В. Оценка потенциальных возможностей механической подвески автомобиля по критериям плавности хода / М.В. Дячук, В.И. Клименко // Сб. «Автомобильный транспорт», Вып.13, ХНАДУ, Харьков, 2003.-с. 178-180.

61. Troulis M. Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im Komfortrelevanten Frequenzbereich,- Stuttgart, Shaker Verlag, 2002.-326 S.

62. Q. Zhu, M. Ishitobi, Chaos and bifurcations in a nonlinear vehicle model, J. Sound Vibr. 275 (2004) - p.p. 1136–1146 .

63. Marzabani J. Stochastic optimal preview control of a vehicle suspension / J. Marzabani, A. Goodarz, H. Zohoor, Y. Hojjat // Journal Sound Vibration 275 (2004).- p.p. 973-990.

64. Давыдов А.А., Макенов А.А., Саденов Е.К. Повышение плавности хода автомобиля // Вестник ВКГТУ, 2005, № 3 Усть-Каменогорск – с. 49 – 54.

65. Uys P. Suspension settings for optimal ride comfort of off-roads vehicles travelling on roads with different roughness and speeds / P.E.Uys, P.S. Els, M.Thoresson// 2007.

66. Карасёв А.В. Оценка плавности хода автомобиля и вибрационной безопасности // М. Труды НАМИ, вып. 240, 2008.- с.76-97.

67. Eriksson P., Ride comfort optimization of buses. Doktorsavhandling vid Chalmers. Tekniska Högskola. – 2002-136 p.

68. Поляков Ю. А. Оценка влияния параметров элементов подвесок на вибронагруженность автобусов / Поляков Ю. А. : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 – М., 2002.

69. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е. Расчетная оценка влияния установки задней малолистовой рессоры на вибронагруженность автобуса с полной массой // Актуальные проблемы современной науки. №9, 2002. С. 116 -180.

70. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е. Влияние уровня внешнего дорожного возбуждения на вибронагруженность автобуса // Актуальные проблемы современной науки. №9, 2002. С.175-177. 109.

71. Филатов В.В. Оптимизация параметров плавности хода перспективного семейства автобусов модульной конструкции с унифицированными узлами подвески // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. № 9-10t 2014,- pp. 60-67.

72. Горелик А.М. Некоторые особенности колебаний короткобазных автобусов ЛАЗ / А.М. Горелик, И.Г. Зацерковный // Автомобильная промышленность, 1966, № 3. – с. 18 – 21.

73. Проверка адекватности динамической модели автобуса результатам дорожных испытаний / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, А.Е. Плетнев, Ю.А. Поляков, С.В. Солоденков // Грузовик &. – 2003. – № 1. – С. 46-47.

74. Гурвич Ю. А. 74. Оптимизация параметров управляемой оси автобусов и автомобилей «МАЗ» [Электронный ресурс] / Ю. А. Гурвич – Режим доступа до ресурсу: <https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/21691>

[/%D0%A1.%20189-203.pdf?sequence=1&isAllowed=y,](#)

75. ГОСТ 12.1.012 – 90 Вибрационная безопасность. Общие требования. 2006. -31 С.

76. ISO 2631 «Вибрация, передаваемая человеческому телу». 2010. -29 С.

77. Волченко Т. С. Оптимизация параметров виброзащиты грузовых автотранспортных средств по критерию минимума динамических нагрузок : дис. канд. техн. наук : 01.02.06 / Волченко Т. С. – Челябинск, 2014. – 138 с.

78. Подзоров А. В. Плавность хода автомобиля повышенной проходимости с комбинированным управлением упругодемпфирующими элементами системы поддрессоривания : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Подзоров А. В. – ВолГТУ-Волгоград, 2015.

79. Поляков Ю. А. Динамический анализ виброзащитных систем проектируемых колёсных машин с учётом комплексного взаимодействия подсистем, детализации нелинейных моделей и больших движений их элементов : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / Поляков Ю. А. – ИжГТУ-Омск, 2018.

80. Рябов И. М. Повышение эксплуатационных качеств АТС на основе синтеза амортизаторов, пневмогидравлических рессор и колес с улучшенными эксплуатационными свойствами : дис. докт. техн. наук : 05.22.10 / Рябов И. М. – ВолГТУ-Волгоград, 1999.

81. Новиков В. В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / Новиков В. В. – ВолГТУ-Волгоград, 2005.

82. Чернышов К. В. Улучшение виброзащитных свойств и стабильности характеристик пневмогидравлических рессор : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Чернышов К. В. – ВолГТУ-Волгоград, 1999.

83. Дяков А. С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Дяков А. С. – ВолГТУ-Волгоград, 2009.

84. Поздеев А. В. Повышение виброзащитных свойств двухполостных пневматических рессор на основе синтеза оптимальных алгоритмов коммутации полостей : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Поздеев А. В. – ВолгГТУ-Волгоград, 2012.

85. Похлебин А. В. Повышение виброзащитных свойств пневмогидравлических рессор за счет саморегулируемых адаптивных демпферов : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Похлебин А. В. – ВолгГТУ-Волгоград, 2010.

86. Подзоров А. В. Математическое моделирование подвески АТС с учетом особенности работы гидроамортизатора на высоких частотах : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Подзоров А. В. – ВолгГТУ-Волгоград, 2010.

87. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 01.07.1973. – М. : Издательство стандартов, 1973. – 26 с.

88. Rajamani R. Vehicle dynamics and control / Rajamani. – New York: Springer, 2012. – 498 p.

89. Fischer D. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions / D. Fischer, R. Isermann // Control Engineering Practice. – 2004. – Vol. 12, No. 11. – pp. 1353-1367.

90. Жданов А. А. Adcas – система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля [Электронный ресурс] / А. А. Жданов, Д. Б. Липкевич // Труды Института системного программирования РАН. – 2004. – Режим доступа до ресурсу: <http://cyberleninka.ru/article/n/adcas-sistema-avtonomnogo-adaptivnogo-upravleniya-aktivnoy-podveskoj-avtomobilya>.

91. Жилейкин М. М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы подрессоривания : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / Жилейкин М. М. – Москва МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.

92. Мирошниченко Д. А. Технология создания и доводки алгоритмов адаптивного управления демпфированием в подвеске колесных машин в особых условиях движения : дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Мирошниченко Д. А. –

ВолГТУ - Волгоград, 2012.

93. Comparative research on semi-active control strategies for magnetorheological suspension / Xiao-min Dong [et al.] // *Nonlinear Dynamics*. – 2010. – Vol. 59, No. 3. – pp. 433-453.

94. Semi-active suspension control [Text] : improved vehicle ride and road friendliness / E. Guglielmino [et al.]. – London : Springer, 2008. – 294 p.

95. Есеновский-Лашков, Ю.К. Активная подвеска для автомобилей С-класса [Текст] / Ю.К. Есеновский-Лашков, А.А. Трикоз // *Грузовик &*. – 2008. – № 8. – С. 9-11.

96. Дьяков, А.С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор : дис канд. техн. наук : спец. 05.05.03 / А.С. Дьяков ; ВолГТУ. – Волгоград, 2009. – 130 с.

97. Калашников Б.А. Развитие теории систем амортизации на основе дискретной коммутации упругих элементов : дис. ... докт. техн. наук : спец. 01.02.06 / Б.А. Калашников ; ИжГТУ. – Омск, 2009. – 435 с.

98. Олейников А.С. Разработка квазиоптимального дискретного управления жесткостью виброзащитной системы : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.13.01 / А.С. Олейников ; ВолГТУ. – Волгоград, 2014.

99. ISO 2631: Guide for the evaluation of human exposure to whole body vibration, second ed., ISO – International Organization for Standardization, 1978.

100 ДСТУ ISO 2631-1 :2004 Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину.-К., Держстандарт України, 2004.- 36с

101 ОН 025332—69. Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. Методы испытаний. М., 1969.

102 СН 1102-73. Санитарные нормы и правила по ограничению вибрации и шума на рабочих местах тракторов, сельскохозяйственных мелиоративных, строительно-дорожных машин и грузового автотранспорта

103 Яценко Н. Н. Установка для обмера микропрофиля покрытия / Н. Н. Яценко, В. С. Щупляков // Установка для обмера микропрофиля покрытия /

Н. Н. Яценко, В. С. Щупляков., 1966. – (№12). – С. 18–19.

104 Афанасьев В. Л. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог. / В. Л. Афанасьев, А. А. Хачатуров, 1966. – (№2). – С. 8–11.

105 Островцев А. Н. Принцип классификации микропрофилей дорог с учетом повреждающего воздействия их на конструкцию автомобиля / А. Н. Островцев, 1979. – С. 8–13.

106 Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів/В.О. Богомолів, В.І. Клименко, А.І. Шилов, Р.В. Алексеев// Сб. научн. трудов ХНАДУ «Автомобильный транспорт». – Харків, 2011, вип.29.- С.37-42

107 A. Kawamura, T. Kaku, An evaluation of road roughness and the effects on riding comfort and vehicle dynamics, Proc. of JSCE 359 (1985) 137–147

108 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. ДСН 3.3.6.039-99,-К.МОЗ України, 2000.- 39с.

109 Автотранспортные средства. Методы испытаний на плавность хода. ОСТ 37.001.275-84.- М. Минавтопром, 1985.- 12с.

110 Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода. ОСТ 37. 001. 291-84.-М, Минавтопром, 1985 – 7с.

111 Наказ Міністерства транспорту і зв'язку України від 12.04.2007 р. № 285 «Про затвердження Порядку визначення класу комфортності автобусів, сфери їхнього використання за видами сполучень та режимами сполучень та режимами руху

112 ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Часть 1. Общие требования (ISO 10326-1:1992, IDT)

113 ГОСТ ИСО 8041:2006. Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений // М., Стандартиформ, 2006.

114 ГОСТ 31192-2-2005. Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 2. Требования к проведению

измерений на рабочих местах (ISO 5349-2:2001,MOD)//М., Стандартиформ, 2005-44с

115 ГОСТ 31192-1-2004 Вибрация. Измерение локальной вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования (ISO 5349-1:2001, MOD) // М., Стандартиформ, 2004.-34с.

116 ISO 2631: Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, second ed., ISO – International Organization for Standardization, 1997.

117 ГОСТ 31191.4-2006 Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 4. Руководство по оценке влияния вибрации на комфорт пассажиров и бригады рельсового транспортного средства (ISO 2631-4: 2001, MOD)

118 DIN 45676 : Mechanische Eingangsimpedanzen und Übertragungsfunktionen des menschlichen Körpers

119 DIN EN ISO 5349–1: Mechanische Schwingungen – Messand und Bewertung der Einwirkung von Schwingungen auf das Hand – Arm – Systemdes. Т. 1: A. Ugemeine Anforderungen // Berlin, Beuth – Verlag. Duz. 2001.- 26 S.

120 DIN EN 12299: Bahnanwendungen - Fahrcomfort für Fahrgäste – Messung und Aus werturg // Beuthverlag, Berlin, 09.2009.- 34S.

121 ГОСТ 12.1.012-2004. Вибрация. Общие требования к безопасности. // М., Стандартиформ, 2004. – 27 с.

122 ISO 8041-1:2017. Human response to vibration — Measuring instrumentation — Part 1: General purpose vibration meters.- 106 p.

123 VDI 2057-2. Einwirkung mechanischer Swingungen auf den Menschen. Blatt 2. -4 S. https://www.vdi.eu/uploads/tx_vdirili/pdf/1885126.pdf

124 ISO 13091 –1: Mechanical vibration- Vibrotacxtile perception thresholds for the assessment of nerve dystunction – Part.1 : Methods of measurement at the fingertips.// ISO, Qeneva, 2001.- 17 p.

125 ISO 13091 –1: Mechanical Vibration- Vibrotacxtile perception thresholds for the assessment of nerve dystunction – Part.1 : 2 Analysis and inter-

pretation of measurements at the Jingtibs // ISO, Geneva, 2003.- 23 pp

126 Mitschke M., Klingner H. Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug // ATZ 100 (1998), №1.- S/ 18-24.

127 Maier P. Entwicklung einer Methode zur Objektivierung der objektiven Wahrnehmung von antriebsstrangerregten Fahrzeugschwingungen // Forschungsberichte / PEK, Band 51, Karlsruhe, 2011.- 277s.- ISSN 1615-8113/

128 British Standard 6841: Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. The British Standards Institution, London 09.1987.

129 Stayner R M Whole-body vibration and shock: A literature review Extension of a study of overtravel of seat suspensions. ISBN 0 7176 2004 2, 2001. - 106 p. http://www.hse.gov.uk/research/crr_pdf/2001/crr01333.pdf

130 ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 1: Загальні вимоги (EN ISO 5349-1:2001, IDT).

131 ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 2: Практична настанова з вимірювання на робочому місці. (EN ISO 5349-1:2001, IDT).

132 ДСТУ ISO 2954:2005 Вібрація та удар механічні. Вплив на людину. Біодинамічні системи координат. (ДСТУ ISO 2954:1997, IDT).

133 ДСТУ EN 30326-1: 2014. Механічна вібрація. Лабораторний метод оцінювання вібрації сидіння транспортного засобу. Частина 1. Основні вимоги (EN 30326-1:1994 EN 30326-1: 1994/A1:2007 EN 30326-11994/A2: 2011, IDT).

134 Певзнер Я.М., Горелик А.М. Испытания автомобильных сидений // Конструирование, исследование, испытание автомобилей. Сборник статей под ред. А.В. Осипяна. - М.: Машгиз, 1955. - С. 38 - 46.

135 Жигарев В.П., Хачатуров А.А. Исследование влияния характеристик автомобильного сидения и его подвески на комфортабельность езды пассажира // Труды Всесоюзного семинара по подвескам автомобилей. М., ОНТИ НАМИ, 1967. - Вып. №13.-С. 54 - 76.

136 Дербаремдикер А.Д., Островцев А.А. О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники // Автомобильная промышленность, 1970, № 7., - с. 12-15

137 Мыщык Б.И. К вопросу выбора параметров пассажирских сидений автобусов / Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1971. с 183-202.

138 Акоюн Р.А., Мыщык Б.И. Экспериментальные исследования демпфирующих и виброизолирующих свойств пассажирских сидений автобусов. Автомобильная промышленность, 1972, № 4, с.10-12.

139 Перетятко Б.Т., Невидомский Л.К., Мыщык Б.И. Исследование вертикальных колебаний автобуса с учетом осцилляционных параметров пассажиров / Труды ВКЭИавтобуспрома. Львов, 1976. – с. 202 – 216.

140 Stikeleather Larry F. Review of ride vibration Standarts and tolerance criteria. -SAB Preprints, 1976, №760413, 8pp,ill.

141 Артюшенко А. Д. Создание пневматической подвески сиденья для защиты тракториста от низкочастотных колебаний, обоснование и выбор её оптимальных параметров / Артюшенко А. Д. – 05.05.03 – Харьков, 1984

142 Улучшение виброзащитных качеств сидений автомобилей общего назначения и высокой проходимости / Харин В. В. – 05.05.03 – Курган, 1984

143 Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Быховский и др.; под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1995. – 456 с.

144 Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е. Моделирование подсистем "человек-сидение" при исследовании вибронгруженности сидений автобуса // Объединенный научный журнал. №20, 2002. С.52-54.

145 Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е. Влияние массы пассажиров на вибронгруженность автобуса // Объединенный научный журнал. №20, 2002. С.57-60.

146 Hassan Nahvi. Evaluation of Whole-Body Vibration and Ride Comfort in a Passenger Car Mechanical Eng. Dept., Isfahan University of Tech., Isfahan 84156-

83111, Malaysia, International Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 14, No. 3, 2009

147 Mandapuram, S. Rakheja, P.-É. Boileau, and S. Maeda, “Apparent mass and head vibration transmission responses of seated body to three translational axis vibration,” International Journal of Industrial Ergonomics, vol. 42, no. 3, 2012. pp. 268–277,

148 Le T. D. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat / T. D. Le, K. K. Ahn // Journal of Sound and Vibration, 2011. № 330. P. 6311–6335.

149 Акопян Р.А. Экспериментальное исследование и оценка виброзащитных свойств сиденья водителя автобуса / Р.А. Акопян, В.В. Попович, А.Е. Плющев, М. Д. Палюх // Труды ВКЭИавтобуспрома, Львов, 1990. – с. 87 – 94.

150 Палюх М.Д. Критерії оцінки несприятливого впливу вібрації на водія та експериментальні дослідження системи «водій-автобус-дорога» // Зб. «Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів», Львів, 1997. – с. 139 – 143.

151 Крайник Л.В. Оцінка рівня плавності руху автобуса з умов забезпечення комфорту пасажирів / Крайник Л.В., Бур'ян М.В., Боднар М.Ф. //

152 Бур'ян М.В. Оцінювання плавності руху автобусів / М. Бур'ян // 12-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей (Львів, 28-29.05.2015 р.), Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2015. – с. 135.

153 Крайник Л.В., Бур'ян М.В. Плавність руху автобусів як складова комфортності пасажирських перевезень // Всеукраїнська НПК Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: Тези доповідей (Львів, 10-12.09.2015 р) Вид. НУ «Львівська політехніка», 2015 . – с. 13 – 14.

154 Бур'ян М., Боднар М. Математична модель оцінки вібронавантаженості пасажирських сидінь автобусів та її реалізація засобами програмного забезпечення на ПК // 2-а Всеукраїнська

155 Бур'ян М.В., Боднар М.Ф. Оцінка плавності руху автобуса

методом моделювання в системі Matlab/ Simulink // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 838, – Львів, 2016. – с.115 – 120.

156 Sung Soo Kim, Wan Hee Jeong, Myung Ho Kim, Jong Boo Han, Comparative study on multibody vehicle dynamics models based on subsystem synthesis method using Cartesian and joint coordinates Theoretical and Applied Mechanics Letters, Volume 2, Issue 6, 2012.

157 Sung-Soo Kim, Wan Hee Jeong, Junyoun Jo, Ji-Hyeun Wang Mutibody Vehicle Dynamics Analysis Using an Explicit-Implicit Integrator With Subsystem Synthesis Method, ASME 2011, Volume 4: 8th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, Washington, DC, USA, August 28–31, 2011, pp. 59-66.

158 D. Sekulic´ et al. Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom /Applied Mathematical Modelling ,Volume 37 (2013), pp. 8629–8644.

159 A. Picu, Whole body vibration analysis for bus drivers, in: Proceedings of Session of the Commission of Acoustics SISOM 2009, (2009) pp. 428–431.

160 A. Kawamura, T. Kaku, An evaluation of road roughness and the effects on riding comfort and vehicle dynamics, Proc. of JSCE 359 (1985) 137–147.

161 M. Borowiec, A.K. Sen, G. Litak, J. Hunicz, G. KoszaAka, A. Niewczas, Vibrations of a vehicle excited by real road profiles, Forsch. Ingenieurwes. 74 (2010) 99–109.

162 Визначення центру ваги

163 монографія

164 Колебания автомобиля. Испытания и исследования / под ред. Я.М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.

165 C. Nelson, P. Brereton, The European vibration directive, Ind. Health 43 (2005) 472–479.

169. S. 69.Бур'ян М.В. Перспективи використання засобів супутникової навігації для створення системи керування режимами руху автомобіля / М.

- Бур'ян, М. Боднар // 11-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-Львові: Тези доповідей (Львів 15-17.05.20-13 р.) – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2013. с. 103.
170. 73. Бур'ян М. Комплекс вимірювальної апаратури та оцінка плавності руху автобусів.
171. Бур'ян М., Крайник Л. Методика та результати дорожніх випробувань автобуса з умов оцінки плавності руху – комфортності перевезень пасажирів // 2-а Всеукраїнська НПК «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні: Тези доповідей (Львів, 17-18.03.2016 р.), Вид. НУ «Львівська політехніка» – 2016 р. – с. 11 – 12.
172. [3] M.A.J. Kompier, Bus drivers: occupational stress and stress prevention, University of Nijmegen, Leiden Department of Work and Organizational Psychology, 1996.
173. Stikeleather L.F. Study of venicle vibration spectra a related to seating dynamics // L.F. Stikeleather, G.O. HaU, A.O. Radke // SAE Transactions, vol. 81, Paper 720001, 1973/ – 26 pp
174. Повышение эффективности тракторно-транспортного агрегата за счет совершенствования подвески сиденья трактора. Климов, Александр Николаевич — 05.20.01 — Воронеж, 2001
175. Matsumoto Y. Dynamic and subjective responses of seated subjects exposed to simultaneous vertical and fore-and-aft whole-body vibration / Y. Matsumoto, K. Ondo, T. Saito // Journal of Sound and Vibration 298 (2006).- pp. 773-787.
176. Устименко В.С. и др. Проблемы сертификационной оценки вибронагруженности человека-оператора и плавности хода АТС// Автомобильная промышленность. 1998. №1.- с. 10-12
177. [4] O.O. Okunribido, S.J. Shimbles, M. Magnusson, M. Pope, City bus driving and low back pain: a study of the exposures to posture demands, manual materials handling and whole-body vibration, Appl. Ergon. 38 (1) (2007) 29–38.
178. Поляков Ю.А., Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е. Оценка

- виброзащитных свойств сидений автобуса // Сборник научных трудов. Т.1. Техника, технология и перспективные материалы / Под ред. А.Д. Шляпина, О.В. Таратынова. М.: МГИУ, 2001. С.26-30.
179. [Sung Soo Kim, Розділ 2 Wan Hee Jeong, Myung Ho Kim, Jong Boo Han, Comparative study on multibody vehicle dynamics models based on subsystem synthesis method using Cartesian and joint coordinates Theoretical and Applied Mechanics Letters, Volume 2, Issue 6, 2012,]
180. Sung-Soo Kim, Wan Hee Jeong, Junyoun Jo, Ji-Hyeun Wang Mutibody Vehicle Dynamics Analysis Using an Explicit-Implicit Integrator With Subsystem Synthesis Method, ASME 2011, Volume 4: 8th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, Washington, DC, USA, August 28–31, 2011, pp. 59-66
181. The Hilber-Hughes-Taylor- α (ННТ- α) method compared with an implicit Runge-Kutta for second-order systems
182. 77. Петренко О.К. Вплив вібрації на показники простої та складної рухової реакції водіїв // Агроінженерні дослідження: Вісник Львівського Нац. аграрного ун-ту, Львів, 2013, № 17. – с. 99 – 104.
183. 101. Акопян Р.А. Экспериментальные исследования и оценка виброзащитных свойств водителя автобуса ЛАЗ 4207 (ЛАЗ 4206) / Р.А. Акопян, В.В. Попович, А.Е. Плющев, М.Д. Палюх // Труды ВКЭИавтобуспрома, Львов, 1989. – с. 87 – 94.
184. 107. Благодарный Ю.Ф. Вибрационная безопасность // Автомобильная промышленность, М., 2004, № 7. – с. 38 – 39.
185. 122г. Дячук М.В. Вдосконалення розрахункових методів оцінки параметрів вібронавантаженості несучих систем автомобіля//Автореферат дис. к.т.н. за спец. 05.22.02, Харків, ХНДУ, 2005.-20с.
186. 122є Чаган Ю.А. Вплив нелінійних характеристик операторів нелінійні вертикалі коливань руху гусеничних транспортних зас./Львів, НАСВ. Технічний збірник.
187. Разработка методов расчета показателей качества нелинейных

- виброзащитных систем автомобиля с учетом многообразия условий эксплуатации для семейства автобусів Кавз Ага, Никита Владимирович {
188. M.J.Griffin The evaluation of vehicle vibration and seats Volume 9, Issue 1, March 1978, Pages 15-21
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0003687078902144>
189. Integrated Solutions for Noise & Vibration Control in Vehicles.
190. 2.1. [Sung Soo Kim, Wan Hee Jeong, Myung Ho Kim, Jong Boo Han, Comparative study on multibody vehicle dynamics models based on subsystem synthesis method using Cartesian and joint coordinates Theoretical and Applied Mechanics Letters, Volume 2, Issue 6, 2012,]
191. Sung-Soo Kim, Wan Hee Jeong, Junyoun Jo, Ji-Hyeun Wang Mutibody Vehicle Dynamics Analysis Using an Explicit-Implicit Integrator With Subsystem Synthesis Method, ASME 2011, Volume 4: 8th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, Washington, DC, USA, August 28–31, 2011, pp. 59-66.
192. The Hilber-Hughes-Taylor- α (HHT- α) method compared with an implicit Runge-Kutta for second-order systems
193. 2.2. D. Sekulic' et al. Analysis of vibration effects on the comfort of intercity bus users by oscillatory model with ten degrees of freedom /Applied Mathematical Modelling ,Volume 37 (2013), pp. 8629–8644.
194. [7] D. Alperovitch-Najenson, Y. Santo, Y. Masharawi, M. Katz-Leurer, D. Ushvaev, L. Kalichman, Low back pain among professional bus drivers: ergonomic and occupational-psychosocial risk factors, IMAJ 12 (2010) 26–31.
195. and occupational-psychosocial risk factors, IMAJ 12 (2010) 26–31.
196. [8] C. Nelson, P. Brereton, The European vibration directive, Ind. Health 43 (2005) 472–479.
197. [9] G. Litak, M. Borowiec, J. Hunicz, G. KoszaAka, A. Niewczas, Vibrations of a delivery car excited by railway track crossing, Chaos Soliton. Fract. 42 (2009) 270–276.

198. [10] M. Borowiec, A.K. Sen, G. Litak, J. Hunicz, G. KoszaAka, A. Niewczas, Vibrations of a vehicle excited by real road profiles, *Forsch. Ingenieurwes.* 74 (2010) 99–109.
199. [11] R. Pec̄eli_unas, O. Lukoševičiēnė, O. Prentkovskis, A mathematical model of the vibrating system equivalent to the vehicle in the mode of emergency braking, *Transport* 18 (3) (2003) 136–142.
200. [12] R. Pec̄eli_unas, O. Prentkovskis, G. Garbinc̄ius, S. Nagurnas, S. Pukalskas, Experimental research into motor vehicle oscillations in the case of changeable deceleration, *Transport* 20 (5) (2005) 171–175.
201. .
202. [18] Q. Zhu, M. Ishitobi, Chaotic vibration of a nonlinear full-vehicle model, *Int. J. Solids Struct.* 43 (2006) 747–759.
203. [24] G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou, Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation, *J. Vib. Control* 11 (2005) 581–606.
204. [25] U.V. Wagner, On non-linear stochastic dynamics of quarter car models, *Int. J. Nonlinear Mech.* 39 (2004) 753–765.
205. S. AisyahAdamNawal A. AbdulJalilVertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study *Procedia Engineering*, Volume 170, 2017, pp. 435-442
206. Левенков, Ярослав Юрьевич дис. К.т.н. Сглаживающая способность пневматической шины при статическом и динамическом взаимодействии автомобильного колеса с твердой неровной опорной поверхностью, 2013 Москва.
207. Рыков, Сергей Петрович. Дис. Д.т.н. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин, 2005, Братск