

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Палюх Володимир Михайлович

УДК 629.11.012.814:534.1

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ
СИЛОВИХ АГРЕГАТІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2014

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті «Львівська політехніка» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Харченко Євген Валентинович,
завідувач кафедри опору матеріалів
Національного університету «Львівська політехніка».

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, доцент
Шифрин Борис Меєрович,
професор кафедри загально-технічних дисциплін
і авіаційної хімії Кіровоградської льотної академії
Національного авіаційного університету;

кандидат технічних наук
Верхола Ірина Ігорівна,
доцент кафедри «Інженерна механіка»
Академії сухопутних військ імені гетьмана
Петра Сагайдачного.

Захист відбудеться *17 жовтня 2014 р.* об *11⁰⁰* годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» (79013, Львів-13, вул. С. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61).

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотечі Національного університету «Львівська політехніка» (79013, Львів, вул. Професорська, 1).

Автореферат розісланий «___» вересня 2014 р.

*Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради, к. т. н., доц.*

Шоловій Ю. П.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сучасному етапі розвитку колісних транспортних засобів зростають вимоги до них як за техніко-економічними, так і за ергономічними показниками. На чільне місце виходять завдання зниження вібраційних навантажень елементів конструкцій з метою збільшення надійності і ресурсу деталей і вузлів, зменшення матеріаломісткості, піднесення технічного рівня та забезпечення конкурентоспроможності транспортного засобу. Розвиток технологій проектування транспортних машин безпосередньо пов'язаний із вдосконаленням методів розрахунку систем віброізоляції силових агрегатів.

Добір раціональних параметрів систем віброізоляції з урахуванням дії низки джерел збудження коливань силових агрегатів у різноманітних режимах експлуатації є важливим науково-практичним завданням. Його розв'язання можна здійснити лише на основі докладного аналізу динамічних процесів. Теоретичні й експериментальні дослідження, спрямовані на розв'язання цієї задачі, є актуальними і перспективними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційні дослідження виконувалися відповідно до напрямку науково-дослідної роботи кафедри опору матеріалів НУ «Львівська політехніка» – «Динаміка та міцність машин і інженерних споруд» і безпосередньо пов'язані з держбюджетними темами «Динаміка та міцність машин і інженерних споруд» (№ державної реєстрації 0107U004842) та «Розроблення методів аналізу пружно-пластичного деформування і оцінки міцності магістральних трубопроводів з урахуванням наявності дефектів матеріалу» (№ державної реєстрації 0113U001349).

Мета і задачі дослідження. У дисертації ставиться за мету зменшення амплітуд вібрацій і динамічних зусиль в елементах підвісок силових агрегатів транспортних засобів за рахунок раціонального добору структури і жорсткісних характеристик елементів підвісок.

Для досягнення сформульованої мети були поставлені і розв'язані такі основні завдання:

– для силового агрегату транспортного засобу, як складної механічної системи, визначити головні центральні моменти інерції, положення головних центральних осей інерції, а також реакцій елементів підвіски силового агрегату з урахуванням статичної невизначеності системи;

– розробити уточнену нелінійну математичну модель і алгоритм розрахунку просторових коливань силового агрегату транспортного засобу з урахуванням особливостей геометрії мас, структури і пружно-дисипативних властивостей елементів підвіски агрегату, а також віброактивності двигуна та кінематичного збудження коливань;

– з'ясувати вплив на амплітуди вібрацій та на динамічні зусилля в елементах підвіски силового агрегату транспортного засобу роботи двигуна, кінематичних та інерційних чинників збудження коливань та провести порівняльний аналіз просторових коливань агрегату з різними схемами розміщення опор;

– з'ясувати можливість застосування спрощеної лінійної математичної моделі просторових коливань силового агрегату в інженерній практиці;

– розробити математичну модель і алгоритм розрахунку просторових коливань підресореної частини транспортного засобу, викликаних рухом по дорозі з нерівностями та дослідити вплив нерівностей дорожнього покриття на динаміку силового агрегату;

– провести експериментальні дослідження вібрацій силового агрегату та виконати порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень;

– розробити практичні рекомендації щодо добору раціональних параметрів підвіски силових агрегатів транспортних засобів.

Об'єкт дослідження – просторові коливання і віброізоляція силових агрегатів транспортних засобів.

Предмет дослідження – вплив параметрів підвісок на вібрації силових агрегатів транспортних засобів з урахуванням силового та кінематичного збудження коливань.

Методи дослідження. Проведені в дисертаційній роботі дослідження просторових вібрацій силових агрегатів транспортних засобів ґрунтуються на застосуванні нелінійної теорії коливань твердих тіл та їх систем. Рух силового агрегату, а також підресореної частини транспортного засобу описується із застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду, динамічних рівнянь Ейлера та кутів Крилова. Розрахунки перехідних і усталених режимів коливань силових агрегатів виконувалися шляхом числового інтегрування диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта. Експериментальні дослідження динамічних процесів силових агрегатів транспортних засобів проводилися із застосуванням спеціалізованих приладів: віброметра, стенда перевірки потужностей і функцій автомобілів, цифрового тахометра, вимірювальної системи характеристик руху транспортного засобу, а також комп'ютерного вимірювального комплексу, що включає акселерометри, аналого-цифровий перетворювач і персональний комп'ютер. Числова обробка результатів вимірювань здійснювалася із застосуванням сучасного програмного забезпечення і обчислювальної техніки.

Наукова новизна одержаних результатів:

– удосконалено метод розрахунку вібрацій силових агрегатів транспортних засобів за рахунок побудови уточненої математичної моделі нелінійних просторових коливань агрегату з урахуванням кутового відхилення поздовжньої головної осі інерції, щодо осі обертання колінчастого вала, гіроскопічних ефектів і пружно-дисипативних властивостей елементів системи віброізоляції, а також віброактивності двигуна, інерційного та кінематичного збудження коливань.

– вперше з'ясована можливість застосування лінеаризованої моделі просторових коливань силових агрегатів транспортних засобів для оцінки і аналізу характеристик вібрацій.

– отримала подальший розвиток методологія добору параметрів систем віброізоляції силових агрегатів транспортних засобів щодо визначення кількості опор, їх розташування та пружно-дисипативних властивостей, виходячи з умови зменшення амплітуд вібрацій, а також динамічних навантажень елементів підвісок;

– вперше в уточненій нелінійній постановці побудована і реалізована у вигляді розрахункового алгоритму математична модель просторових коливань підресореної частини транспортного засобу, викликаних рухом по дорозі з нерівностями та досліджено вплив нерівностей дорожнього покриття на динаміку силового агрегату.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що побудовані математичні моделі коливань силових агрегатів транспортних засобів дають можливість підвищити точність розрахунків елементів підвіски. Одержані результати дають можливість обґрунтувати раціональні параметри систем віброізоляції силових агрегатів та вдосконалити конструкції їх підвісок. Практичні результати дисертації спрямовані на підвищення ефективності роботи систем віброізоляції силових агрегатів, підвищення комфортабельності транспортних засобів, зниження матеріаломісткості несівних конструкцій. Розроблені алгоритми і програми дослідження динамічних процесів у системах віброізоляції силових агрегатів транспортних засобів пройшли промислові випробування у ТзОВ «ГАЛАЗ АВТО».

Особистий внесок здобувача:

– проведено аналітичне дослідження геометрії мас силового агрегату. Визначено характеристики силового агрегату: координати центра маси, осьові і відцентрові моменти інерції щодо центральних осей, положення головних центральних осей інерції, головні моменти інерції [2];

– побудовано математичну модель просторових коливань статора і ротора машинного агрегату з урахуванням динамічної незрівноваженості ротора та зв'язку коливальних явищ різної фізичної природи [4];

– побудовано математичну модель та проведено дослідження коливань транспортного засобу у вертикальній площині з урахуванням нелінійних властивостей підвіски на основі застосування асимптотичних методів розв'язування диференціальних рівнянь [3];

– розроблено методику розрахунку узагальнених потенціальних сил в пружних опорах силового агрегату з урахуванням його просторових переміщень та точних виразів напрямних косинусів для рухомої системи координат. Визначено сили пружності опорних вузлів в узагальнених координатах [5, 11];

– побудовано математичну модель просторових коливань силового агрегату з урахуванням його геометричних та інерційних властивостей, пружно-дисипативних параметрів елементів підвіски. Досліджено просторові коливання силового агрегату, викликані роботою двигуна внутрішнього згоряння, силами інерції, які виникають під час розгону чи гальмування транспортного засобу та вібраціями кузова, зумовленими нерівностями дороги [1, 6, 9, 12, 13, 14];

– розроблено методику проведення експериментальних досліджень вібрацій силових агрегатів транспортних засобів. Здійснено експериментальну перевірку теоретично одержаних значень зусиль в опорах підвіски силових агрегатів транспортних засобів [7, 8];

– запропоновано технічні рішення для вдосконалення конструкції опори силового агрегату транспортного засобу [10].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на науково-технічних конференціях і семінарах кафедри «Опір матеріалів» Національного університету «Львівська політехніка» (2003 – 2014 рр.); на 7-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2005 р.); на 8-ій Міжнародній науково-технічній конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Львів, 2007 р.); на 1-й Міжнародній науково-технічній конференції «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2008 р.); на 11-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2013 р.); на 17-й міжнародній науково-технічній конференції «ТЕННО-MUS» (м. Сучава, Румунія, 2013 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на розширеному засіданні кафедри «Опір матеріалів» Національного університету «Львівська політехніка».

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, з них 8 – у фахових наукових виданнях України, 1 стаття – у виданні іноземної держави; одержано 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, підсумкових висновків, списку використаних джерел, який налічує 232 найменування, і 5 додатків. Основний зміст роботи викладений на 145 сторінках і містить 79 рисунків та 24 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовується актуальність теми дисертації, формулюються мета та задачі дослідження, подається загальна характеристика роботи.

У **першому розділі** розглядаються основні тенденції проектування підвісок силових агрегатів транспортних засобів. Розглянуто основні елементи конструкцій підвісок. Наводиться літературний огляд праць над визначенням пружно-дисипативних характеристик опор силових агрегатів, а також сучасних методів досліджень віброактивності та віброізоляції силових агрегатів.

Для зменшення динамічних навантажень і вібрацій силові агрегати встановлюють на пружних опорах. Правильно спроектована підвіска дає можливість зменшити амплітуди коливань силового агрегату, знизити шум і динамічні навантаження, що передаються через опори підвіски на несівну конструкцію транспортного засобу. Аналіз відомих досліджень показує, що проблема динамічного розрахунку підвісок силових агрегатів транспортних засобів є не тільки актуальною, а й достатньо складною науковою задачею.

Значний вклад у розвиток теоретичних основ і розв'язання прикладних задач динаміки машинних агрегатів та транспортних засобів присвячені праці таких вчених, як В. Л. Афанасьєв, В. Л. Бідерман, Р. Ф. Ганієв, В. Л. Вейц, І. А. Вікович, Й. І. Вульфсон, Б. А. Григор'єв, С. М. Кожевніков, Л. В. Корчемний, І. В. Кузьо, Г. В. Латишев, В. В. Ломакін, В. Н. Луканін, И. Т. Маслов, Л. М. Мінкін, Я. Г. Пановко, В. Н. Потураєв, Е. М. Резвяков, Р. В. Ротенберг, В. М. Семенов, Б. І. Смерека І. П., Сокіл, С. П. Тимошенко, В. Е. Тольський, К. В. Фролов, Є. В. Харченко, А. А. Хачатуров, Л. А. Черепанов, Н. Г. Шульженко, Н. Н. Яценко, Ali El

Hafidi, Bruno Martin, Alexandre Lored, EricJego та багато інших.

Даючи оцінку загальному стану проблеми, більшість дослідників вказує на те, що коливання силових агрегатів суттєво впливають на динамічні навантаження несівних конструкцій транспортних машин. Для дослідження вібрацій силового агрегату, зумовлених динамічною неврівноваженістю елементів двигуна, використовують просторові розрахункові моделі. Однак, взаємодію агрегату з несівною конструкцією, обумовлену рухом автомобіля чи автобуса по дорозі з нерівностями, аналізують на основі застосування спрощених ланцюгових або плоских моделей з огляду на те, що амплітуди вертикальних і поперечних коливань кузова і агрегату є найбільшими. Розглядаються сумісні коливання елементів транспортного засобу у вертикальній площині і динамічні явища в трансмісії.

Для побудови математичних моделей просторових коливань силових агрегатів, встановлених на декількох опорах, постає потреба використання декількох систем координат (як рухомих, так і нерухомих). Оскільки аналітичні залежності для знаходження напрямних косинусів взаємної орієнтації нерухомої і рухомої систем є досить складними, у випадку малих коливань їх лінеаризують. Однак, коли вібрації відбуваються зі значними амплітудами, постає потреба оцінки точності спрощених математичних моделей. Необхідний для цього докладний опис просторових коливань силового агрегату можна здійснити лише на основі точних виразів напрямних косинусів.

Питання добору числа опор силового агрегату, їхніх характеристик і раціонального розміщення не повністю висвітлені у літературі. У той же час, їх розв'язання є необхідною умовою ефективного проектування транспортних засобів.

Обґрунтування ефективних рішень, спрямованих на підвищення технічного рівня підвісок силових агрегатів транспортних засобів, безпосередньо пов'язане з вдосконаленням методів розрахунку динамічних процесів у цих системах, що й обумовило вибір напрямку дисертаційних досліджень.

Другий розділ присвячений визначенню геометричних, інерційних характеристик силового агрегату та характеристик трьох варіантів підвісок силових агрегатів. Силовий агрегат – це складна нелінійна пружна система зі значним числом ступенів вільності, тому дослідження його динаміки пов'язане з великими труднощами. Для розв'язування цієї задачі застосовують спрощену модель, у відповідності до якої силовий агрегат розглядається як тверде тіло, встановлене на жорсткій основі (рамі) на пружних опорах. Його інерційні характеристики (положення центра мас і головних центральних осей та моменти інерції), які є визначальними у динамічних процесах, приймаються незмінними.

Оскільки експериментальне визначення цих характеристик пов'язане зі складністю підвищення агрегату в точках центральних осей, дослідження геометрії його мас доцільно проводити розрахунковим методом. Припускаємо, що агрегат складається з чотирьох основних частин: двигуна масою m_d , зчеплення масою $m_{зч}$, маховика масою m_m і коробки передач масою m_k , кожна з яких наближено подається як група геометричних тіл. Усього агрегат налічує 11 таких тіл.

Послідовно визначаємо маси окремих частин геометричної моделі силового агрегату, положення їх центрів мас, а потім – положення центра мас усього агре-

гату. Координати центра мас силового агрегату знаходимо за формулами:

$$x_c = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{11} m_i x_i; \quad y_c = 0; \quad z_c = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^{11} m_i z_i, \quad (1)$$

де M – маса силового агрегату, m_i – маси окремих частин геометричної моделі, x_i , z_i – координати центрів мас окремих частин геометричної моделі.

Для визначення центральних осьових моментів інерції вводиться центральна система координат силового агрегату $Sx_c y_c z_c$, що паралельна вихідній системі, а також власні центральні системи координат $Ox_i y_i z_i$ кожного геометричного тіла, осі яких паралельні до відповідних осей системи координат $Sx_c y_c z_c$. Після знаходження осьових моментів інерції кожного геометричного тіла у власній системі координат і в системі координат $Sx_c y_c z_c$, у відповідності до теореми Гюйгенса визначаємо центральні моменти інерції всього силового агрегату.

$$I_{x_c} = \sum_{i=1}^{11} (I_{x_i} + m_i l_{ix}^2); \quad I_{y_c} = \sum_{i=1}^{11} (I_{y_i} + m_i l_{iy}^2); \quad I_{z_c} = \sum_{i=1}^{11} (I_{z_i} + m_i l_{iz}^2), \quad (2)$$

де l_{ix} , l_{iy} , l_{iz} – віддалі між відповідними осями систем координат $Ox_i y_i z_i$ і $Sx_c y_c z_c$.

Відцентровий момент інерції усього силового агрегату відносно центральних осей дорівнює

$$I_{x_c z_c} = \sum_{i=1}^{11} [I_{x_i z_i} + m_i (x_i - x_c)(z_i - z_c)], \quad (3)$$

де $I_{x_i z_i}$ – відцентрові моменти інерції i -го тіла.

За осьовими та відцентровими моментами інерції силового агрегату знаходимо головні моменти інерції та положення головних осей інерції. Система координат $Sx y z$, осі якої збігаються з головними центральними осями інерції агрегату, утворюється поворотом системи координат $Sx_c y_c z_c$ навколо осі Sy_c на кут ψ ,

$$\psi = \frac{1}{2} \arcsin \frac{2I_{x_c z_c}}{I_1 - I_3}, \quad (4)$$

де I_1 , I_3 – головні моменти інерції силового агрегату.

На основі розрахунків проведених з урахуванням (1)–(4) визначено такі характеристики силового агрегату ЯМЗ-238: координати центра мас $x_c=0,271$ м, $y_c=0$, $z_c=0,136$ м; головні центральні моменти інерції силового агрегату: $I_x = 66,62$ кг·м²; $I_y = 317,4$ кг·м²; $I_z = 307,28$ кг·м²; напрямки головних центральних осей інерції збігаються з осями системи координат $Sx y z$, яка утворюється поворотом системи координат $Sx_c y_c z_c$ на кут $\psi = 11,2^\circ$ навколо осі Sy_c проти ходу годинникової стрілки, що підтверджується відомими літературними джерелами.

Для ефективної експлуатації двигуна важливо, щоб сила ваги агрегату була раціонально розподілена між опорами підвіски. У зв'язку з цим, визначені статичні навантаження елементів кріплення силового агрегату, встановленого на трьох, чотирьох і п'яти опорах з урахуванням статичної невизначності деяких із підвісок.

Третій розділ присвячений розробленню уточненої математичної моделі просторових вібрацій силового агрегату (рис. 1) з урахуванням геометричної нелінійності механічної системи, а також гіроскопічних ефектів, що неминуче проявляються під час сферичного руху твердого тіла. Рівняння поступального руху центра маси агрегату записуємо у нерухомій декартовій системі координат

$$m \frac{dv_{cx}}{dt} = F_x - \sum_{i=1}^n R_{xi}; \quad m \frac{dv_{cy}}{dt} = F_y - \sum_{i=1}^n R_{yi}; \quad m \frac{dv_{cz}}{dt} = F_z - \sum_{i=1}^n R_{zi}, \quad (5)$$

де m – маса силового агрегату; v_{cx} , v_{cy} , v_{cz} – проекції швидкості руху центра маси на нерухомі осі Ox_0 , Oy_0 і Oz_0 ; F_x , F_y , F_z – проекції головного вектора навантажень, викликаних динамічною неврівноваженістю механізмів і зведеного до центра ваги агрегату на нерухомі осі координат; R_{xi} , R_{yi} , R_{zi} ($i = 1, 2, \dots, 4$) – проекції реакцій пружних опор на нерухомі осі; t – час.

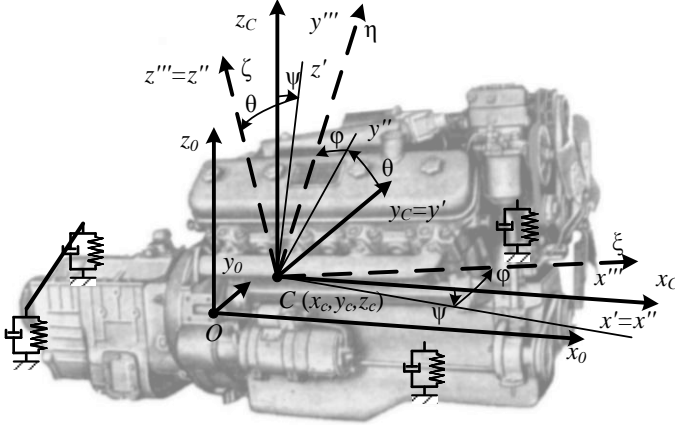


Рис. 1. Розрахункова схема силового агрегату з системами координат для дослідження просторових коливань

Для опису сферичного руху навколо точки C застосовуємо динамічні рівняння Ейлера в рухомій системі координат $C\xi\eta\zeta$ у вигляді

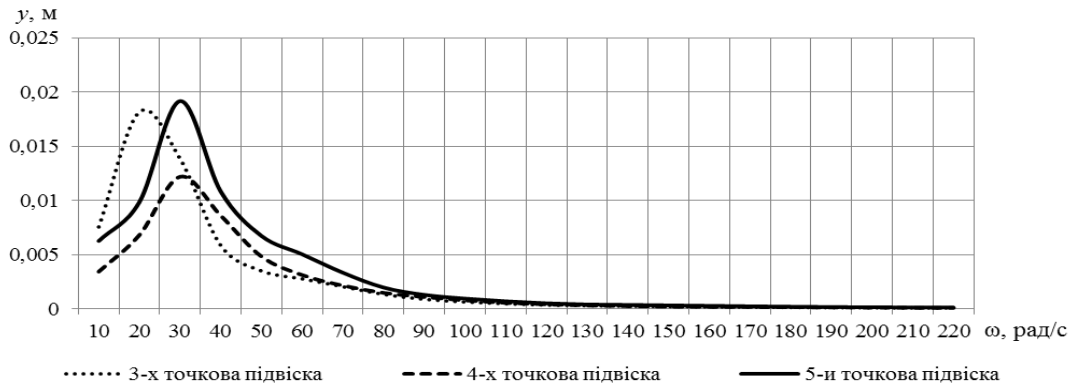
$$\begin{aligned} I_\xi \frac{d\omega_\xi}{dt} + \omega_\eta \omega_\zeta (I_\zeta - I_\eta) &= M_\xi - \sum_{i=1}^n L_{\xi i}; \\ I_\eta \frac{d\omega_\eta}{dt} + \omega_\zeta \omega_\xi (I_\xi - I_\zeta) &= M_\eta - \sum_{i=1}^n L_{\eta i}; \\ I_\zeta \frac{d\omega_\zeta}{dt} + \omega_\xi \omega_\eta (I_\eta - I_\xi) &= M_\zeta - \sum_{i=1}^n L_{\zeta i}, \end{aligned} \quad (6)$$

де I_ξ , I_η , I_ζ – головні моменти інерції агрегату відносно осей $C\xi$, $C\eta$, $C\zeta$; ω_ξ , ω_η , ω_ζ – проекції вектора кутової швидкості тіла на осі $C\xi$, $C\eta$, $C\zeta$; M_ξ , M_η , M_ζ – моменти навантажень відносно зв'язаних з агрегатом осей $C\xi$, $C\eta$, $C\zeta$; $L_{\xi i}$, $L_{\eta i}$, $L_{\zeta i}$ ($i = 1, 2, \dots, n$) – моменти реакцій пружних опор відносно відповідних осей.

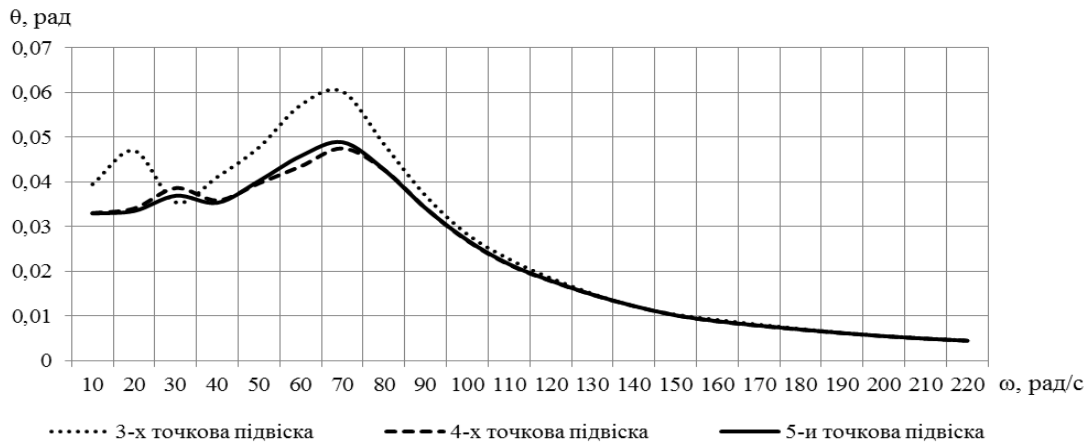
У динамічних рівняннях Ейлера (6) здійснюємо заміну невідомих кутових швидкостей відносно головних центральних осей на швидкості руху в напрямках кутів Кривола

$$\omega_\xi = \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi; \quad \omega_\eta = \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi; \quad \omega_\zeta = \dot{\phi} - \dot{\psi} \sin \theta. \quad (7)$$

Залежності (7) дають змогу виконати заміну змінних у диференціальних рівняннях (6) що уможливорює розв'язання задачі аналізу просторового руху силового агрегату. Навантаження, зумовлені динамічною неврівноваженістю механізмів двигуна, визначаються у рухомій системі координат $C\xi\eta\zeta$, а реакції опор – в нерухомій системі $Ox_0y_0z_0$. До рівнянь (5) підставляємо проекції головних векторів навантажень і реакцій опор, визначені в нерухомій системі координат, а до рівнянь (6) – проекції головних моментів навантажень і головних моментів реакцій опор на осі, незмінно зв'язані з силовим агрегатом. Таким чином формуємо задачу Коші, розв'язання якої здійснюємо за допомогою широко апробованих алгоритмів. Як основні чинники збудження коливальних процесів враховуємо перекидний момент двигуна і сили інерції ланок кривошипно-повзунних механізмів. Вплив структури підвіски і кутової швидкості колінчастого вала на амплітуди вібрацій силового агрегату ілюструється на рис. 2.



a



б

Рис. 2. Залежності амплітуд поперечних (а) і кутових (б) коливань силового агрегату, збуджених роботою двигуна, від кутової швидкості колінчастого вала

Лінеаризована модель динамічних процесів одержується заміною у матрицях перетворення координат косинусів кутів повороту рухомої системи координат на одиниці, а синусів – на величини відповідних кутів. Порівняння характеристик вібрацій силового агрегату, одержаних із застосуванням нелінійної і лінеаризованої моделей, наведене на рис. 3. Вплив жорсткості опор і кутової швидкості колінчастого вала на амплітуди вібрацій силового агрегату ілюструється на рис. 4.

Четвертий розділ присвячений дослідженню динамічної взаємодії силового агрегату з несівною конструкцією з урахуванням впливу нерівностей дороги та нерівномірності руху транспортного засобу. Розглядається механічна система (рис. 5), основними елементами якої є кузов, силовий агрегат, передня балка і ведучий міст. Зазначені елементи вважаємо твердими тілами, що взаємодіють між собою через пружні зв'язки, якими є опори силового агрегату та елементи підвіски кузова. Крім цього, передня балка і ведучий міст взаємодіють з дорогою через пневматичні шини. На рис. 5 використовуються загальноприйняті позначення інерційних і пружно-дисипативних характеристик елементів системи.

В усталеному русі транспортного засобу має місце кінематичне збудження коливань, обумовлене нерівномірною зміною висот точок контакту коліс з дорожнім покриттям. Під час розгону або гальмування машини крім зазначеного чин-

ника на динаміку механічної системи впливають сили інерції, викликані нестационарним характером поступального руху транспортного засобу.

Для визначення положення кожного елемента механічної системи в довільний момент часу скористаємося такими системами координат: спільною для усіх тіл нерухомою системою $Ox_0y_0z_0$; системами, незмінно зв'язаними з твердими тілами $C_i\xi_i\eta_i\zeta_i$, ($i = 1, 2, 3, 4$), початки яких розташовані у центрах мас відповідних тіл, а осі є головними осями інерції цих тіл; системами $C_ix_iy_iz_i$, початки яких збігаються з центрами мас твердих тіл, а осі рухаються паралельно до осей нерухомої системи координат. Вважаємо, що у початковий момент часу початки координат систем $C_i\xi_i\eta_i\zeta_i$ і $C_ix_iy_iz_i$ збігаються.

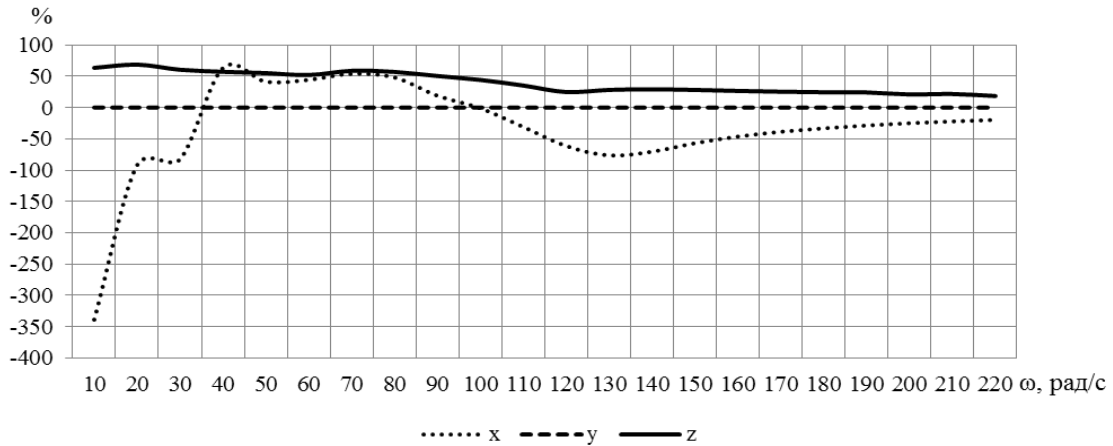


Рис. 3. Відхилення амплітуд поступальних переміщень силового агрегату, розрахованих за лінеаризованою математичною моделлю, від відповідних значень, одержаних за допомогою нелінійної моделі

Просторові коливання твердих тіл розглядаємо як результат накладання поступальних переміщень їхніх центрів мас C_i і сферичного руху навколо відповідних центрів. Положення центра маси тіла C_i у нерухомій системі координат будемо визначати за допомогою координат x_i , y_i , z_i , а положення тіла у його сферичному русі — за допомогою кутів Кривола ψ_i , θ_i , φ_i .

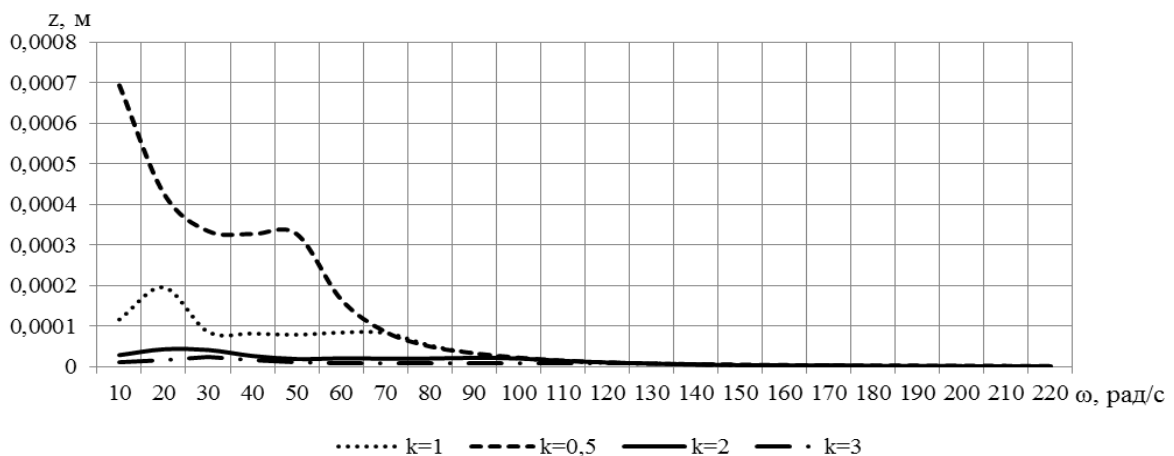


Рис. 4. Залежності амплітуд вертикальних вібрацій силового агрегату, збуджених роботою двигуна, від частоти обертання колінчастого вала двигуна за збільшених коефіцієнтів жорсткості усіх опор у k разів

Рівняння поступального руху центрів мас силових агрегатів в нерухомій системі координат, а також рівняння їх обертального руху записуємо по аналогії із залежностями (5) та (6). У цих рівняннях враховуємо сили взаємодії елементів системи між собою, сили взаємодії коліс з дорогою та сили інерції, обумовлені нерівномірністю руху транспортного засобу. Переміщення точок контакту коліс і дорожнього покриття задаємо у вигляді періодичних функцій, що враховують характеристики профілю дороги. Характер коливань елементів механічної системи істотно залежить не лише від амплітуд кінематичних збуджень, а й від зсувів фаз між збудженнями. Результати розрахунків вібраційних процесів у випадках, коли кузов здійснює вертикальні та кутові коливання у поперечній площині транспортного засобу, подані на рис. 6, *a* і *б*, відповідно.

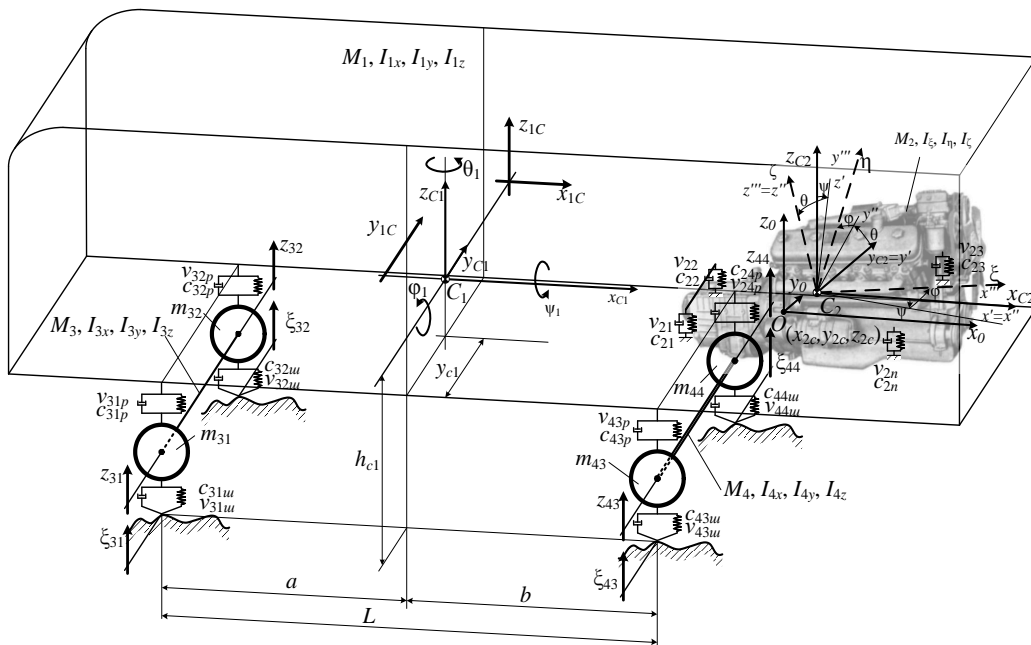
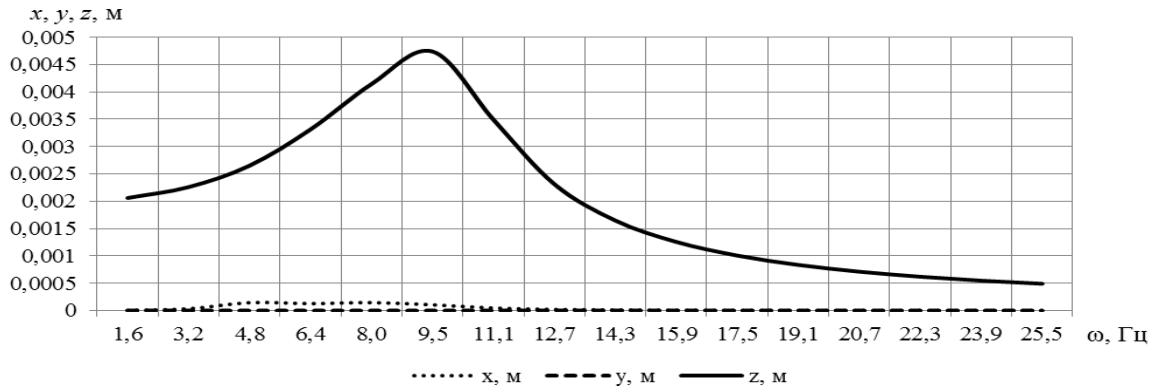


Рис. 5. Розрахункова схема для дослідження просторових коливань силового агрегату з кузовом, передньою балкою і мостом транспортного засобу

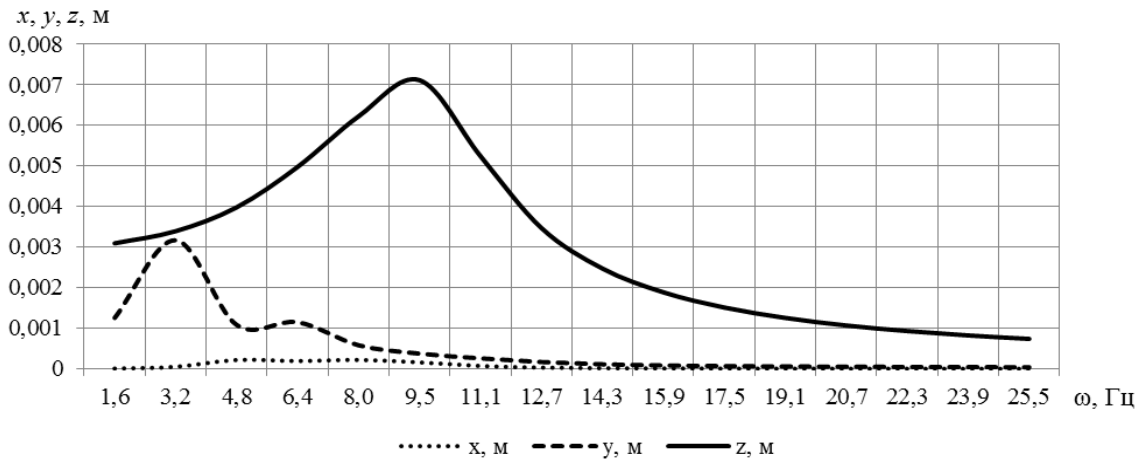
У п'ятому розділі експериментально визначені амплітудно-частотні характеристики коливань силового агрегату автобуса ЛАЗ-42078 і проведена оцінка динамічних навантажень елементів підвіски двигуна за різних частот обертання колінчастого вала та за різних дорожніх умов експлуатації транспортного засобу.

Під час досліджень вібрацій силового агрегату проводилися записи прискорень характерних точок блока циліндрів, головок блока, коробки передач, а також точки кріплення опори силового агрегату до кузова автобуса (рис. 7). Перша серія вимірювань відповідає роботі двигуна в режимі холостого ходу на мінімально стійкій частоті обертання колінчастого вала (728 хв^{-1}), на якій очікувалися максимальні вібропереміщення агрегату, на частоті, що відповідає максимальному крутному моменту (1300 хв^{-1}) і на максимальній частоті обертання (2100 хв^{-1}). Друга серія вимірювань присвячена визначенню характеристик вібрацій силового агрегату під час руху транспортного засобу зі швидкістю 30 та 60 км/год на ділянці дороги Львівської області Т1421 Рясне–Брюховичі. Пробіг автобуса здій-

снювався на контрольній ділянці асфальтобетонної дороги довжиною 3000 м однією колією в прямому і зворотному напрямках. Швидкість руху в кожному заїзді підтримувалася сталою і контролювалася спеціальним приладом. Кожне вимірювання тривало 35 – 40 с.



a



б

Рис. 6. Вібрації центра мас силового агрегату, встановленого на чотирьохопорній підвісці, викликані рухом автобуса по дорозі з нерівностями у випадках вертикальних (а) і кутових у поперечній площині (б) коливань кузова

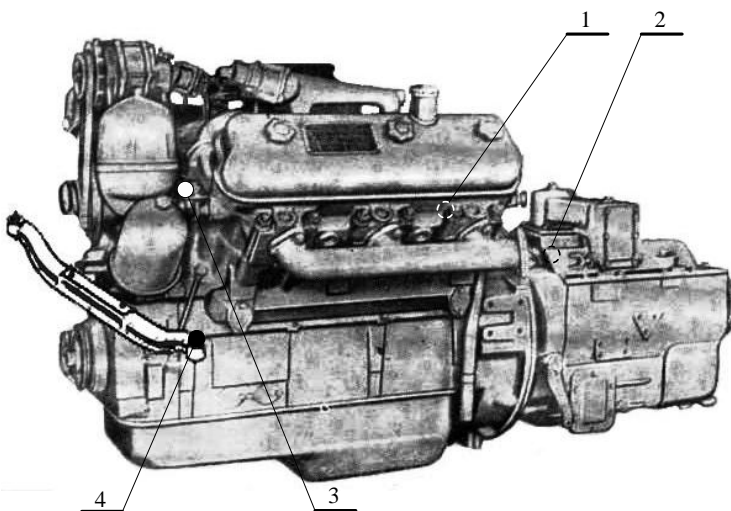


Рис. 7. Схема кріплення датчика на силовому агрегаті ЯМЗ-236 під час реєстрації вібрацій (цифрами позначені точки кріплення датчика)

Під час проведення досліджень була використана апаратура: портативний віброметр SVAN 947, з'єднаний з персональним комп'ютером ASUS A3500L, цифровий тахометр Testo 465 та, для спостереження за швидкістю руху автобуса, вимірювальна система DB-Print Peiseler.

У процесі експериментальних досліджень визначено віброприскорення точок силового агрегату (рис. 8). Шляхом числового інтегрування часових залежностей віброприскорень за допомогою приладу SVAN 947 одержано віброшвидкості та вібропереміщення. Подальше оброблення експериментальних результатів здійснювали на комп'ютері із застосуванням програмного забезпечення SvanPC Ver. 27.06 приладу SVAN 947. Для досліджуваних режимів роботи силового агрегату проведено 1/3-октавний спектральний аналіз віброприскорень, віброшвидкостей та вібропереміщень усіх точок кріплення давача у вертикальному, поздовжньому та поперечному напрямках за частот обертання колінчастого вала двигуна 728 хв^{-1} , 1300 хв^{-1} та 2100 хв^{-1} . Приклад зміни амплітудно-частотних характеристик коливального процесу подано на рис. 9.

Порівнюючи характеристики вертикальних вібрацій точок вимірювання *на зупиненому автобусі*, можна відзначити, що для усіх досліджуваних частот обертання колінчастого вала найбільшими виявилися амплітуди вібрацій 2-ї та 3-ї точок (рис. 7) кріплення давача. Це свідчить про те, що на вертикальні коливання вказаних точок істотний вплив створюють не лише вертикальні вібрації центра маси агрегату, а й його обертальні вібрації у поздовжній вертикальній площині, викликані почерговою роботою циліндрів. У поперечному напрямі найбільші амплітуди переміщень спостерігалися у 1-й точці, яка є найбільш віддаленою від центра маси й від вузлів кріплення агрегату, що свідчить про істотний вплив обертальних коливань агрегату у поперечній площині. У поздовжньому напрямі максимальні амплітуди коливань усіх точок є приблизно однаковими і значно меншими від амплітуд вертикальних і поперечних коливань.

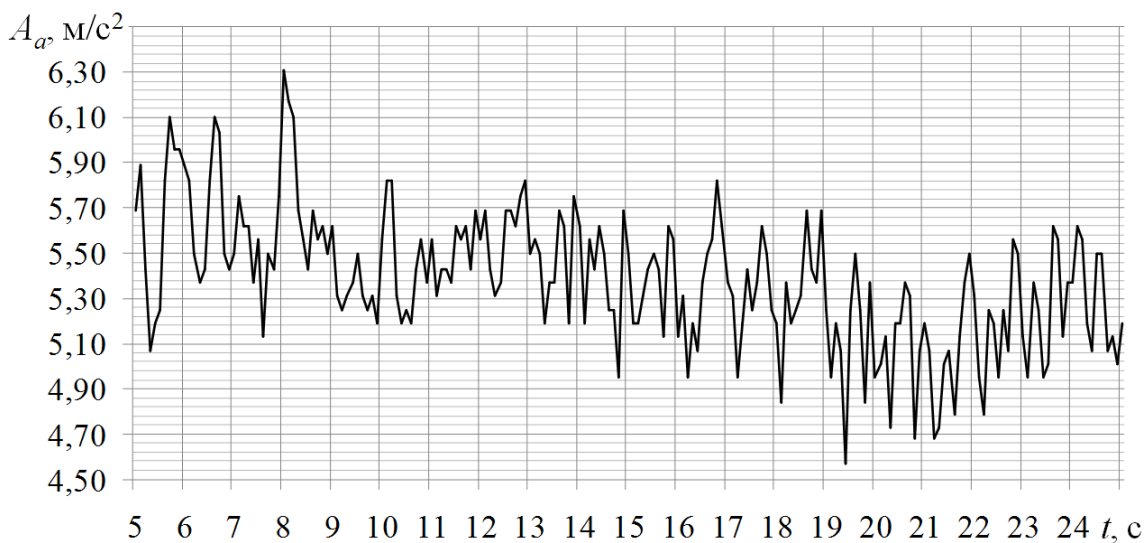


Рис. 8. Часові залежності середньоквадратичних амплітуд вертикальних віброприскорень першої точки кріплення давача під час роботи двигуна ЯМЗ-236 з частотою обертання колінчастого вала 1300 хв^{-1}

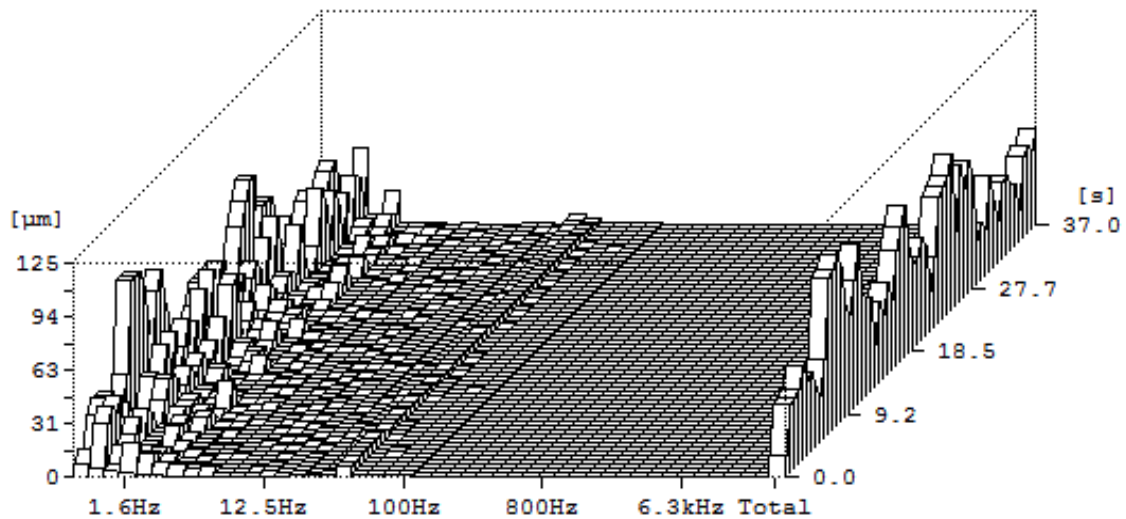


Рис. 9. Спектри амплітуд поперечних вібропереміщень другої точки кріплення давача під час роботи двигуна ЯМЗ-236 з частотою обертання колінчастого вала 2100 хв^{-1}

Як показує аналіз параметрів вібрацій точок у різних напрямках, амплітуди у вертикальних та поперечних переміщень є приблизно вдвічі більшими від амплітуд поздовжніх переміщень. Зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала амплітуди вертикальних та поперечних переміщень зменшуються. Найбільші переміщення силового агрегату спостерігаються за мінімально стійкої частоти обертання колінчастого вала (728 хв^{-1}). У вертикальному напрямі вони становлять $0,02 \text{ мм}$, а в поперечному – $0,019 \text{ мм}$. Амплітуди поздовжніх вібрацій зі зміною частоти обертання колінчастого вала залишаються значно меншими від амплітуд вертикальних та поперечних коливань. Максимальні середньоквадратичні амплітуди поздовжніх переміщень точок становлять приблизно $0,006 \text{ мм}$.

Амплітуди коливань кузова автобуса у місці кріплення силового агрегату до лонжерона, викликаних роботою силового агрегату, зі збільшенням частоти обертання колінчастого вала двигуна зменшуються. У вертикальному та в поздовжньому напрямках амплітуди переміщень точки 4 є на порядок меншими ніж відповідні амплітуди коливань силового агрегату і становлять $0,003 \text{ мм}$ і $0,001 \text{ мм}$ відповідно. Амплітуда поперечних коливань кузова є приблизно втричі меншою, ніж відповідна амплітуда переміщень силового агрегату і становить $0,007 \text{ мм}$.

Результати досліджень підтверджують, що основними чинниками збудження коливань силового агрегату є незрівноваженість сил та моментів інерції, а також періодична зміна сумарного перекидного моменту, обумовлена особливостями робочих процесів у двигуні.

Під час руху автобуса зі швидкостями 30 км/год та 60 км/год найбільші амплітуди вертикальних вібрацій силового агрегату спостерігалися у третій точці вимірювання, що пояснюється впливом обертальних коливань агрегату у поздовжній вертикальній площині, викликаних як почерговою роботою циліндрів, так і нерівностями дороги. У поперечному напрямі рівень вібрацій є приблизно одна-

ковим для усіх точок вимірювання. Вимірювальні точки 1 та 3 характеризуються максимальними амплітудами поздовжніх вібрацій. Амплітуди переміщень точок вимірювання у трьох взаємно перпендикулярних напрямках є приблизно однаковими. Зі збільшенням швидкості руху транспортного засобу від 30 до 60 км/год амплітуди переміщень зростають приблизно у два рази. У 4-й точці вимірювання найбільшими є вібропереміщення у вертикальному напрямі, а найменшими – у поздовжньому. Зі збільшенням швидкості руху транспортного засобу амплітуди вертикальних переміщень зростають приблизно удвічі, а амплітуди поперечних і поздовжніх переміщень – на 30%.

Амплітуди вертикальних коливань силового агрегату та кузова автобуса, виміряні під час випробувань на швидкості 30 км/год, є близькими між собою і становлять відповідно 0,036 мм та 0,044 мм, а на швидкості 60 км/год – 0,073 мм і 0,074 мм відповідно. Під час руху транспортного засобу на першій досліджуваній швидкості амплітуди переміщень силового агрегату і кузова автобуса у поперечному напрямі майже не різняться між собою і набувають таких значень: для силового агрегату – 0,022 мм, а для кузова автобуса – 0,020 мм; для другої досліджуваної швидкості ці показники становлять відповідно 0,037 мм і 0,038 мм. У поздовжньому напрямі вібрації силового агрегату характеризуються у 5–7 разів більшими амплітудами переміщень у порівнянні з амплітудами переміщень кузова автобуса: під час руху автобуса зі швидкістю 30 км/год амплітуда коливань силового агрегату становить 0,021 мм, кузова автобуса – 0,005 мм; під час руху автобуса зі швидкістю 60 км/год відповідні амплітуди дорівнюють 0,043 і 0,007 мм.

Порівняння амплітудно-частотних характеристик вібрацій у характерних точках силового агрегату та лонжерона рами автобуса під час роботи агрегату на зупиненому автобусі (у режимі холостого ходу) та під час руху автобуса показує, що під час руху виникають значно більші амплітуди коливань у вертикальному і поздовжньому напрямках. Проте, відповідні амплітуди коливань у поперечному напрямі є близькими між собою. В процесі досліджень виявлено, що під час руху автобуса амплітуди вібрацій кузова і силового агрегату змінюються в деяких діапазонах, що пояснюється суттєвим впливом нерівностей дорожнього покриття.

З метою подальшого вивчення вібрацій машинних агрегатів транспортних засобів досліджено коливання силового агрегату автомобіля МАЗ-53366 на випробувальному стенді. Під час роботи двигуна ЯМЗ-238 у режимі холостого ходу та в умовах роботи агрегату під навантаженням були записані часові залежності прискорень характерних точок блока циліндрів, головок блока та коробки передач.

Результати стендових досліджень силового агрегату засвідчують, що під час його роботи в режимі холостого ходу максимальні амплітуди коливань деталей і вузлів є більшими, ніж в режимі імітації руху автомобіля. Зі збільшенням швидкості імітованого руху автомобіля максимальні рівні вібрацій елементів агрегату дещо зростають. Ці закономірності є суттєво відмінними від результатів аналізу вібрацій силового агрегату транспортного засобу в реальних дорожніх умовах, що вказує на визначальний вплив нерівностей дорожнього покриття на рівні вібрацій агрегату. Одержані характеристики коливальних процесів дають можливість

перевірити адекватності математичного моделювання вібрацій силових агрегатів, виключаючи вплив чинників збудження коливань випадкового характеру.

Показано, що одержані для силового агрегату автобуса ЛАЗ-42078 з двигуном ЯМЗ-236 закономірності про значний вплив обертальних рухів агрегату у вертикальній поздовжній площині симетрії, викликаних почерговою роботою циліндрів двигуна, а також обертальних рухів агрегату в його поперечній площині, зумовлених горизонтальними складовими сил інерції та силами взаємодії кривошипно-повзунних механізмів з блоком циліндрів, на вібраційний процес у механічній системі притаманні й для досліджуваного силового агрегату вантажного автомобіля. Це підтверджує загальний характер запропонованого підходу щодо зменшення рівнів вібрацій силових агрегатів і зниження зусиль їх динамічної взаємодії з утримувальними конструкціями за рахунок раціонального розташування й оптимізації пружно-дисипативних характеристик опорних вузлів.

ВИСНОВКИ

Як показує аналіз особливостей функціонування силових агрегатів транспортних засобів, а також огляд численних джерел інформації з динаміки привідних систем і моделювання просторових коливань технічних об'єктів обґрунтування геометричних і жорсткісних параметрів систем віброізоляції силових агрегатів становить не лише актуальну, а й складну наукову задачу. У дисертації проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на вдосконалення методів розрахунку вібрацій силових агрегатів та на зменшення динамічних навантажень їхніх опор й на підвищення комфортабельності транспортних засобів.

1. У дисертаційній роботі вдосконалено метод розрахунку вібрацій силових агрегатів транспортних засобів за рахунок побудови уточненої математичної моделі просторових коливань агрегатів з урахуванням геометричної нелінійності механічної системи, її інерційних властивостей, геометричних характеристик і пружно-дисипативних властивостей системи віброізоляції, а також віброактивності двигуна та кінематичного збудження коливань.

Шляхом лінеаризації уточненої математичної моделі одержана лінійна модель просторових коливань силового агрегату, рівняння якої збігаються з рівняннями руху, одержаними за схемою рівнянь Лагранжа другого роду із застосуванням лінеаризованих залежностей для визначення напрямних косинусів взаємної орієнтації осей нерухомої і рухомої систем координат.

2. Побудована математична модель просторових коливань силового агрегату транспортного засобу дає можливість проводити всебічний аналіз впливу основних чинників збудження вібрацій на динамічні зусилля в елементах підвіски. Проведені розрахунки показують, що найсуттєвіший вплив на динамічні зусилля в опорах створюють вібрації кузова, обумовлені нерівностями дороги, та інерційні сили, що діють на силовий агрегат у нестационарних режимах руху. Динамічні зусилля, що виникають в усталеному режимі руху транспортного засобу можуть перевищувати відповідні статичні зусилля більше ніж у 18 разів. Зі зростанням частоти збуджень ці зусилля збільшуються. Нестационарні режими

руху призводять до появи додаткових динамічних навантажень елементів підвіски силового агрегату, які майже у 8 разів перевищують статичні.

3. Одночасне зменшення жорсткості усіх опор підвіски призводить до зменшення динамічних зусиль в цих опорах. З метою уникнення значного розходження між зусиллями в передніх і задніх опорах слід раціонально добирати коефіцієнти жорсткості опор. Зменшення жорсткості задніх опор в умовах інерційного збудження коливань приводить до збільшення розходження між зусиллями в передніх і задніх опорах; в умовах вібраційного збудження спостерігається обернена закономірність. Зменшення жорсткості передніх опор в умовах інерційного збудження приводить до зменшення розходжень між зусиллями в передніх і задніх опорах; в умовах вібраційного збудження спостерігається обернена закономірність.

4. Порівняльний аналіз умов роботи елементів трьох-, чотирьох- і п'ятиточкової підвіски силового агрегату показує, що підвіска з чотирма пружними опорами є найбільш раціональною з огляду на значення максимальних динамічних зусиль та на рівномірність розподілу сил взаємодії агрегату з кузовом транспортного засобу. Враховуючи, що під час експлуатації автобуса домінує кінематичне збудження коливань силового агрегату (викликане вібрацією кузова), жорсткість передніх опор слід залишити без змін, а жорсткість задніх опор доцільно зменшити приблизно на 25%.

5. Результати експериментальних досліджень динаміки силових агрегатів транспортних засобів підтвердили достатню для практики точність математичного моделювання вібраційних процесів. Як показують результати експериментів, рівні вібрацій точок силового агрегату під час руху автобуса є вищими, ніж під час стоянки; зі зростанням швидкості руху автобуса рівні вібрацій збільшуються. Амплітуди вертикальних, поперечних і поздовжніх коливань точок силового агрегату на зупиненому автобусі за частоти обертання $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$ досягають 0,008 мм, 0,011 мм і 0,004 мм відповідно. У той же час, на автобусі, що рухається зі швидкістю 60 км/год, відповідні амплітуди досягають значень 0,073 мм, 0,037 мм і 0,043 мм.

6. Основними причинами просторових вібрацій силового агрегату на зупиненому автобусі є незрівноваженість кривошипо-повзунних механізмів, циклічний характер їх взаємодії з блоком циліндрів, а також несинфазність роботи циліндрів двигуна. Зведені до центра маси навантаження, що збуджують коливання агрегату, можна подати з деяким наближенням у вигляді змінних у часі сил, що діють у поперечній площині, в напрямках головних центральних осей інерції, а також змінних у часі моментів, що діють навколо трьох головних центральних осей. Частоти збудження вібрацій двигуна визначаються швидкістю обертання колінчастого вала, числом циліндрів, тактністю двигуна та ступенем його теоретичної зрівноваженості. Проведені дослідження дали можливість визначити частотні спектри динамічних процесів, що відбуваються за різних частот обертання колінчастого вала.

8. Зі збільшенням відстані від центра маси силового агрегату до точки вимірювання параметрів вібрацій у поздовжньому напрямі амплітуди вертикаль-

них коливань зростають, що свідчить про значний вплив обертальних рухів у вертикальній поздовжній площині на характер динамічного процесу і вказує на доцільність раціонального добору відстані між передніми і задніми опорами підвіски силового агрегату. При цьому слід зважати на те, що зі збільшенням відстані між опорами зростають власні частоти обертальних коливань агрегату у зазначеній площині, значення яких обмежуються з метою уникнення резонансних режимів роботи двигуна.

9. Встановлено, що амплітуди поперечних коливань точок силового агрегату, розміщених у його верхній частині, значно перевищують відповідні амплітуди коливань точок, що знаходяться на рівні вузлів кріплення. Це вказує на суттєвий вплив горизонтальних складових сил інерції та сил взаємодії кривошипо-повзунних механізмів з блоком циліндрів на вібраційний процес у механічній системі. Зменшення впливу згаданих чинників на амплітуди коливань можна досягти за рахунок розміщення опор у площині, близькій до горизонтальної, в якій лежать головні центральні осі інерції силового агрегату, та за рахунок оптимізації відстані між опорами в поперечному напрямі.

10. Раціональне розміщення та забезпечення оптимальних жорсткісних характеристик опор традиційного конструктивного виконання, а також визначення раціональних законів зміни характеристик керованих опор підвісок силових агрегатів слід вважати перспективним напрямом підвищення технічного рівня транспортних, технологічних, енергетичних та інших машин. Результати дисертаційної роботи покладені в основу розробленої методики добору раціональних параметрів систем віброізоляції силових агрегатів транспортних засобів, яка пройшла промислові випробування у ТзОВ «ГАЛАЗ АВТО».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Kharchenko Yevhen. The influence of location and stiffness of supports on the characteristics of spatial oscillations of the bus powertrain / Yevhen Kharchenko, Volodymyr Palyukh // *Tehnomus. New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technology*. – No. 20. – 2013. – P. 107 – 111.

2. Смерека І. П. Дослідження геометрії мас силового агрегату колісного транспортного засобу / І. П. Смерека, В. М. Палюх // *Проектування виробництво, та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів*. – Вип. 8. – 2004. – С. 96 – 106.

3. Кузьо І. В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І. В. Кузьо, Б. І. Сокіл, В. М. Палюх // *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. – № 588. – 2007. – С. 49 – 53.

4. Харченко Є. В. Просторові коливання агрегатів з жорсткими роторами / Є. В. Харченко, В. М. Палюх, Б. І. Червоний // *Системи озброєння і військова техніка*. – Вип. 1(13). – 2008. – С. 129 – 135.

5. Палюх В. М. Визначення узагальнених потенціальних сил в пружних опорах силового агрегату з урахуванням просторових переміщень / В. М. Палюх // *Технічні вісті*. – Вип. 1(27), 2(28). – 2008. – С. 51 – 56.

6. Палюх В. М. Математичне моделювання просторових коливань силового агрегату колісного транспортного засобу // *Машинознавство*. – № 2. – 2009. – С. 32–36.

7. Харченко Є. В. Експериментальне дослідження вібрацій силового агрегату транспортного засобу / Є. В. Харченко, В. М. Палюх // *Вібрації в техніці та технологіях*. – Вип. 2(54). – 2009. – С. 56 – 64.

8. Харченко Є. В. Дослідження вібрацій силового агрегату транспортного засобу на випробувальному стенді / Є. В. Харченко, В. М. Палюх // *Підйомно-транспортна техніка*. – 2011. – Вип. 2(38). – 2011. – С. 48 – 59.

9. Харченко Є. В. Математичне моделювання просторових коливань силового агрегату автобуса / Є. В. Харченко, В. М. Палюх // *Моделювання та інформаційні технології*. – Вип. 66. – 2012. – С. 182 – 191.

10. Патент № 60474. Віброгасник / Харченко Є. В., Палюх В. М., Ковальчук Р. А. ; заявник і патентотримач НУ ЛП. – Опубл. 25.06.2011, Бюл. № 12/2011.

11. Палюх В. М. Визначення динамічних навантажень на елементи підвіски силового агрегату з урахуванням його просторових коливань // 7-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей / – Львів: ТЗОВ «КІНПАТРИ ЛТД». – 2005. – С. 75.

12. Палюх В. М. Дослідження просторових коливань силового агрегату транспортного засобу // 8-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей / – Львів: ТЗОВ «КІНПАТРИ ЛТД». – 2007. – С. 28 – 29.

13. Палюх В. М. Математичне моделювання просторових коливань силового агрегату колісного транспортного засобу // 1-а Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»: Тези доповідей / – Львів: НУ «ЛП», 2008. – С. 130.

14. Харченко Є. В. Моделювання просторових коливань силового агрегату автобуса на основі нелінійної математичної моделі / Є. В. Харченко, В. М. Палюх, К.-Г. Нойман // 11-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей / – Львів: ТЗОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2013. – С. 92-93.

АНОТАЦІЯ

Палюх В. М. Обґрунтування параметрів систем віброізоляції силових агрегатів транспортних засобів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. Національний університет «Львівська політехніка», Міністерства освіти і науки України, Львів, 2014.

Дисертація присвячена зменшенню амплітуд вібрацій і динамічних зусиль в елементах підвісок силових агрегатів транспортних засобів.

У роботі побудовано уточнені нелінійні математичні моделі просторових коливань силового агрегату і підресореної частини транспортного засобу. Розроблено алгоритм розрахунку просторових коливань силового агрегату з урахуванням особливостей геометрії мас, структури і пружно-дисипативних властивостей

елементів підвіски агрегату, а також віброактивності двигуна та кінематичного збудження коливальних. З'ясовано можливість застосування спрощеної лінійної математичної моделі в інженерній практиці. Проведено порівняльний аналіз характеристик вібрацій силового агрегату у випадках встановлення його на трьох, чотирьох або п'яти опорах. Експериментально визначені характеристики вібрацій силових агрегатів автобуса та вантажного автомобіля і проведено порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних досліджень.

Ключові слова: динаміка машин, підвіска силового агрегату транспортного засобу, просторові коливання, нелінійність, віброізоляція.

ABSTRACT

Palyukh V. M. Substantiation of parameters of vibration powertrain vehicles. – A manuscript.

Dissertation for obtaining a scientific degree of a Candidate of Technical Sciences. Specialty 05.02.09 – Dynamics and Strength of Machines. Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2014.

The dissertation is dedicated to reduce the dynamic loads on the suspension elements powertrain vehicles.

In this paper, built refined nonlinear mathematical model of spatial fluctuations of the power unit and the sprung part of the vehicle. An algorithm for calculating spatial fluctuations of the power unit with the peculiarities mass geometry, structure and elastic-dissipative properties of elements suspension unit and engine vibration and kinematic excitation of oscillations. Found out the scope of application of non-linear and a simplified linear mathematical models in engineering practice. A comparative analysis of the vibration characteristics of the power unit in case of setting it for three, four or five poles. Experimentally determined vibration characteristics of engines of buses and trucks and conducted a comparative analysis of theoretical and experimental studies.

Key words: dynamics of machines, suspension of the power unit of the vehicle, spatial fluctuations, nonlinearity, vibration isolation.

АННОТАЦИЯ

Палюх В. М. Обоснование параметров систем виброизоляции силовых агрегатов транспортных средств. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2014.

Диссертация посвящена уменьшению амплитуд колебаний и динамических усилий в элементах подвесок силовых агрегатов транспортных средств.

В работе разработаны уточненные нелинейные математические модели пространственных колебаний силового агрегата и подрессоренной части транспортного средства. Разработан алгоритм расчета пространственных колебаний силового агрегата с учетом особенностей геометрии масс, структуры и упруго-диссипативных свойств элементов подвески агрегата, а также виброактивности двигателе-

ля и кинематического возбуждения колебаний. Исследована возможность применения упрощенной линейной математической модели в инженерной практике. Проведен сравнительный анализ характеристик вибраций силового агрегата в случаях монтажа его на трех, четырех и пяти опорах. Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов исследований вибраций силовых агрегатов подтвердил адекватность построенных математических моделей. Рассмотрены колебания силовых агрегатов автобуса и грузового автомобиля в различных режимах работы, как самого агрегата, так и движения транспортного средства.

Цель работы состоит в уменьшении амплитуд вибраций и динамических усилий в элементах подвесок силовых агрегатов транспортных средств за счет рационального подбора структуры и жёсткостных характеристик элементов подвесок. Научная новизна полученных результатов состоит в том, что в работе усовершенствован метод расчета вибраций силовых агрегатов транспортных средств за счет построения уточненной математической модели нелинейных пространственных колебаний агрегата с учетом углового отклонения продольной главной оси инерции относительно оси вращения коленчатого вала, гироскопических эффектов и упруго-диссипативных свойств системы виброизоляции, а также виброактивности двигателя, инерционного и кинематического возбуждения колебаний. Впервые установлена возможность применения линеаризованной модели пространственных колебаний силовых агрегатов транспортных средств для оценки и анализа характеристик вибраций. Получила дальнейшее развитие методология подбора параметров систем виброизоляции силовых агрегатов транспортных средств в аспекте определения количества опор, их размещения и упруго-диссипативных свойств, исходя из условия уменьшения амплитуд вибраций, а также динамических нагрузок на элементы подвесок. Впервые в уточненной нелинейной постановке построена и реализована в виде расчетного алгоритма математическая модель пространственных колебаний подрессоренной части транспортного средства, вызванных движением по дороге с неровностями и исследовано влияние неровностей дорожного покрытия на динамику силового агрегата.

Практическая ценность полученных результатов состоит в том, что построенные математические модели колебаний силовых агрегатов транспортных средств дают возможность повысить точность расчетов элементов подвески, обосновать рациональные параметры систем виброизоляции силовых агрегатов и усовершенствовать конструкции их подвесок. Практические результаты диссертации направлены на повышение эффективности работы систем виброизоляции силовых агрегатов, повышение комфортабельности транспортных средств, снижение материалоемкости несущих конструкций. Разработанные алгоритмы и программы исследований динамических процессов в системах виброизоляции силовых агрегатов транспортных средств прошли промышленные испытания на ООО «ГАЛАЗ АВТО».

Ключевые слова: динамика машин, подвеска силового агрегата транспортного средства, пространственные колебания, нелинейность, виброизоляция.

Підписано до друку 16.09.2014.
Формат 60×90×16.
Папір офсетний. Друк на різнографі.
Ум. друк. арк. 1,16.
Зам. № 139578
Наклад 120 прим.

Друк ТзОВ «ЗУКЦ»
79011, м. Львів, вул. Вітовського, 25/10
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 408 від 09.04. 2001 р.
тел. +38 (032) 297-06-76