

Зменшення динамічних навантажень елементів підвіски силового агрегату транспортного засобу

Є. Харченко¹, д. т. н., проф., В. Палюх², к. т. н.

¹Вармінсько-Мазурський університет в Ольштині (Польща), Факультет технічних наук; kharchen@wp.pl

²Національний університет «Львівська політехніка», Інститут будівництва та інженерії довкілля; palyukh_v@ukr.net

We conducted studies of dynamic loads of suspension unit supports that are based on the specified mathematical model of spatial fluctuations of vehicle powertrain. There were found the influence of the number of supports, their stiffness and dissipation characteristics of the efforts in the bearings. During the study was set the possibility of applying for engineering practice the linearized mathematical model of spatial fluctuations of the power unit.

Keywords: powertrain, suspension, vibration, dynamic loads.

Вступ

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 низької 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.

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 [1-5].

Для дослідження вібрацій силового агрегату, зумовлених динамічною невідповідністю елементів двигуна, використовують лінеаризовані просторові розрахункові моделі [5]. Взаємодію агрегату з несівною конструкцією, обумовлену рухом автомобіля чи автобуса дорогою з нерівностями, аналізують на основі застосування спрощених ланцюгових або плоских моделей [1, 2, 5] з огляду на те, що амплі-

туди вертикальних коливань кузова і агрегату є найбільш істотними.

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.

У статті ставиться за мету обґрунтування шляхів зменшення динамічних зусиль в елементах підвісок силових агрегатів транспортних засобів за рахунок раціонального добору структури і жорсткісних характеристик елементів підвісок.

1. Уточнена математична модель просторових вібрацій силового агрегату

Просторові коливання досліджено на основі уточненої математичної моделі просторових вібрацій силового агрегату ЯМЗ-238 (рис. 1) з урахуванням геометричної нелінійності механічної системи, а також гіроскопічних ефектів, що неминуче проявляються під час сферичного руху твердого тіла [6]. Рівняння поступального руху центра маси агрегату записуємо у нерухомій декартовій системі координат.

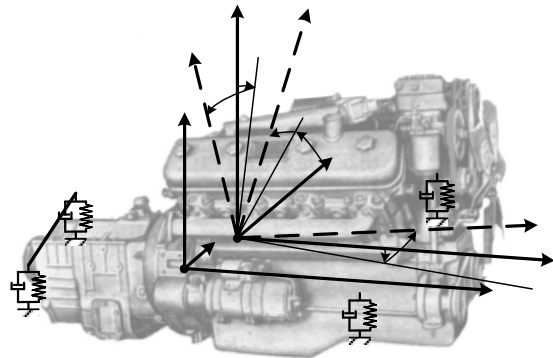


Рис. 1. Розрахункова схема силового агрегату з системами координат для дослідження просторових коливань

Для опису сферичного руху навколо точки C застосовано динамічні рівняння Ейлера в рухомій системі координат $C\xi\eta\zeta$, у яких здійснено заміну невідомих кутових швидкостей відносно головних центральних осей на швидкості руху в напрямках кутів Кривола. Ці залежності дають змогу виконати заміну змінних у диференціальних рівняннях сферичного руху, що створює можливість розв'язання задачі аналізу просторового руху силового агрегату. Навантаження, зумовлені динамічною незрівноваженістю механізмів двигуна, визначають у рухомій системі координат $C\xi\eta\zeta$, а реакції опор – в нерухомій системі $Ox_0y_0z_0$. До рівнянь поступального руху центра маси агрегату підставлено проєкції головних векторів на-

вантажень і реакцій опор, визначені в нерухомій системі координат, а до рівнянь сферичного руху навколо точки C – проєкції головних моментів навантажень і головних моментів реакцій опор на осі, незмінно зв'язані з силовим агрегатом. Таким чином сформовано задачу Коші, розв'язання якої здійснено за допомогою широко апробованих алгоритмів. Як основні чинники збудження коливальних процесів враховано перекидний момент двигуна і сили інерції ланок кривошипно-повзунних механізмів.

Лінеаризована модель динамічних процесів одержується заміною у матрицях перетворення координат косинусів кутів повороту рухомої системи координат на одиниці, а синусів – на величини відповідних кутів.

2. Результати визначення динамічних навантажень елементів підвіски силового агрегату, викликаних роботою двигуна

На основі нелінійної математичної моделі просторових коливань силового агрегату проведено дослідження динамічних зусиль в опорах підвіски, що викликані перекидним моментом, який виникає у зв'язку з почерговістю робочих ходів поршнів двигуна. Дослідження, проведені для широкого діапазону зміни частоти збудження, $\omega_{min} = 95,5$ рад/с ($n_{min} = 10$ хв⁻¹); $\omega_{max} = 220$ рад/с ($n_{max} = 2100$ хв⁻¹). У дослідженні розглянуто можливість встановлення силового агрегату на трьох-, чотирьох- та п'ятиопорній підвісках.

З метою обґрунтування рекомендацій щодо раціонального добору елементів підвісок вивчали вплив коефіцієнтів жорсткості опор усіх трьох типів підвісок на динамічні навантаження опор силового агрегату. Встановлено, що зі збільшенням жорсткості опор динамічні навантаження зростають і для зусиль усіх напрямів спостерігається загальна тенденція зміщення максимальних амплітуд в область середніх частот роботи двигуна. Найвиразніше ця закономірність проявляється у випадку застосування п'ятиопорної підвіски.

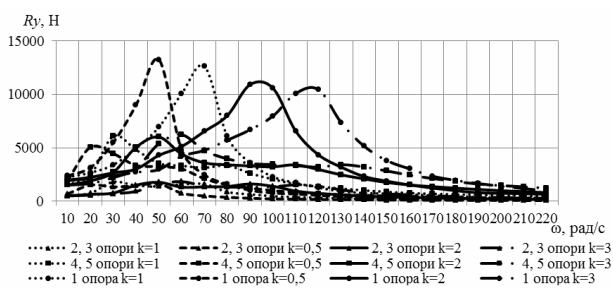


Рис. 2. Вплив коефіцієнта зміни жорсткості опор k на максимальні амплітуди їх навантажень в напрямі осі u у випадку встановлення силового агрегату на п'яти опорах

Порівняння динамічних навантажень опор силового агрегату, одержаних із застосуванням нелінійної та лінеаризованої математичних моделей, наведено на рис. 3.

З'ясовано, що для чотирьохопорної підвіски застосування лінеаризованої моделі для визначення динамічних зусиль в опорах є цілком прийнятним. Найбільша похибка розрахунку не перевищує 4%. У той

же час, для трьохопорної і п'ятиопорної підвісок розбіжність відповідних значень зусиль для деяких з опор є суттєвою і сягає: для трьохопорної підвіски – 70%, а для п'ятиопорної – 20%.

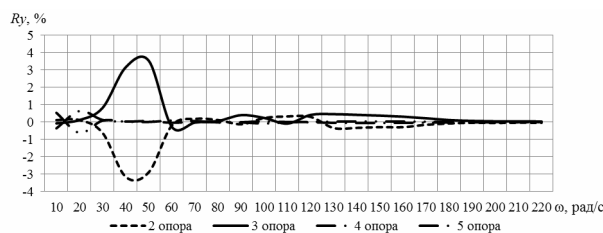


Рис. 3. Відносні відхилення амплітуд динамічних навантажень опор силового агрегату в напрямі осі u , визначених на основі лінеаризованої математичної моделі, щодо відповідних значень, отриманих на основі нелінійної моделі (силовий агрегат встановлено на чотирьох опорах)

Висновки

Побудована математична модель просторових коливань силового агрегату автобуса дає можливість проводити всебічний аналіз впливу структури і пружно-дисипативних характеристик елементів підвіски на параметри вібрацій агрегату.

Порівняльний аналіз умов роботи елементів трьох-, чотирьох- і п'ятиопорної підвісок 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.

Шляхом лінеаризації уточненої математичної моделі одержана спрощена модель просторових коливань силового агрегату. Встановлено, що для дослідження кінематичних характеристик вібрацій силового агрегату лінеаризована модель є неприйнятною, проте, точність визначення динамічних зусиль в опорах агрегату за допомогою спрощеної моделі є цілком задовільною, що дає можливість застосовувати цю модель для проведення наближених розрахунків в інженерній практиці.

- [1]. Ali El Hafidi. Vibration reduction on city buses: Determination of optimal position of engine mounts / Ali El Hafidi, Bruno Martin, Alexandre Lored, EricJego // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2010. – №24. – С. 2198–2209.
- [2]. Ломакин В. В. Расчет колебаний силового агрегата автомобиля путем оптимизации параметров его опор / В. В. Ломакин, Нгуен Гуй Чьонг // Изв. МГТУ «МАМИ». – 2008. – №1(5). – С. 72–79.
- [3]. Claes Olsson. Active automotive engine vibration isolation using feedback control / Claes Olsson // Journal of Sound and Vibration. – 2006. – №294. – С. 162–176.
- [4]. Альдайуб Зияд. К вопросу о поиске оптимальных решений для рамы грузового автомобиля на базе уточненных конечно-элементных моделей / Альдайуб Зияд, В. Н. Сузов // Изв. ВУЗов – Машиностроение. – 2005. – № 12. – С. 46–66.
- [5]. Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев, Л. М. Минкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
- [6]. Харченко С. В. Математичне моделювання просторових коливань силового агрегату автобуса / С. В. Харченко, В. М. Палюх // Моделювання та інформаційні технології. – Вип. 66. – 2012. – С. 182–191.