

коефіцієнт вертикальної динаміки. Навантаження, що діє на корпус букси, вважають розподіленим рівномірно між підшипниками. Це приводить до значної розбіжності між фактичним строком служби підшипників вантажних вагонів та їх розрахунковою довговічністю. Фактичний строк служби підшипників не перевищує 11-12 років, що в декілька разів менше розрахункового.

Наближення розрахунку до реальних умов експлуатації підшипника виходить з аналізу діючих сил на буксу, що виникають в найбільш несприятливих умовах експлуатації обраної моделі вантажного вагона та аналізу завантаженості рядів підшипників, враховуючи особливість передачі навантаження між корпусом букси та боковою рамою візка моделі 18-100.

Під найбільш несприятливими умовами розуміється сумісна дія вертикальних навантажень: статичного, динамічного, складових від дії відцентрової і вітрової сили та інерційного навантаження. Встановлено, що задній підшипник сприймає 68 % від навантаження, яке діє на буксу, а передній – 32 %.

Радіальне навантаження на підшипник F_r , кН, з урахуванням нерівномірності розподілення навантаження, що діє на буксу, має вигляд

$$F_r = \frac{F'_B}{i} K_{нпр}, \quad (1)$$

де F'_B – радіальне навантаження, що діє на буксу, кН;

i – кількість підшипників у буксі;

$K_{нпр}$ – коефіцієнт нерівномірного розподілу навантаження між підшипниками букси (для заднього підшипника $K_{нпр} = 1,36$).

Радіальне навантаження, що діє на найбільш завантажену буксу F'_B , кН, має вигляд

$$F'_B = P_{ст} + P_o(v) + P_y(v) + P_v + P_{ин}, \quad (2)$$

де $P_{ст}$ – вертикальне статичне навантаження, кН;

$P_o(v)$ – вертикальне динамічне навантаження, що залежить від швидкості руху, кН;

$P_y(v)$ – вертикальна складова від дії відцентрового навантаження, кН;

P_v – вертикальна складова від дії вітрового навантаження, кН;

$P_{ин}$ – вертикальне інерційне навантаження, кН.

Наведене дослідження завантаженості буксових роликів циліндричних підшипників дає можливість уточнити розрахунок їх довговічності.

УДК 629.4.06:621.822.6

В. Г. Равлюк

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РЕДУКТОРНО-КАРДАНИХ ПРИВОДІВ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

V. G. Ravluk

MATHEMATICAL MODEL OF CARDAN GEAR DRIVES OF PASSENGER WAGONS

Для здійснення ефективного діагностування редукторно-карданих приводів пасажирських вагонів типу ЕУК-160-1М та ВБА32/2 використовують різноманітні методи та засоби діагностування, а також теоретичне

обґрунтування нових форм подання сигналів для можливості віброакустичного контролю та методів їх практичної реалізації.

Коливання середньочастотного діапазону редуктора пасажирського вагона

зазвичай обумовлено наявністю нелінійних елементів у його системі, порушенням геометрії кінематичних пар, а також наявністю випадкового порушення, що є результатом впливу технологічних, кінематичних, регульовальних та інших випадкових чинників. Аналіз динаміки в цьому діапазоні зазвичай проводиться шляхом розбивання системи на ряд підсистем зі зв'язками, які характеризуються параметрами типу динамічної жорсткості, імпедансу, піддатливості. Наявність параметричної й нелінійної взаємодії деталей редукторно-карданного привода приводить до істотного ускладнення фізичної й математичної моделі.

Моделі, що досліджено, як правило, є якісними, тому не потрібно здійснювати розрахунки з високою точністю ідентифікації жорсткісних та інерційних характеристик, що важко здійснити на практиці. При виявленні діагностичних ознак важливим є тільки відносна зміна того або іншого параметра моделі, а також його вплив на вібросигнал.

При моделюванні необхідно одержувати тимчасові реалізації вібраційних сигналів для подальшого їх математичного оброблення з метою отримання діагностичної інформації. Для реалізації моделей запропоновано використовувати методи чисельного інтегрування диференціальних рівнянь. Для цього пропонується застосовувати математичні системи Mathcad і Matlab, які надають широкі можливості математичної обробки даних.

Mathcad і Matlab дозволили встановити, що кінематичний аналіз редукторно-карданних приводів пасажирських вагонів типу ЕУК-160-1М та ВБА32/2 має низькочастотний діапазон обертання деталей. Таким чином, завдання математичного моделювання зводиться до отримання діагностичних ознак шляхом розробки динамічної моделі роботи редукторно-карданного привода, яка дозволить вирішувати завдання ідентифікації діагностичних ознак різних дефектів.

УДК 629.4.028.2:629.463

І. М. Афанасенко

ПОГЛИНАЛЬНІ АПАРАТИ ЗІ ЗМІННОЮ ЕНЕРГОЄМНІСТЮ

І. N. Afanasenko

ABSORBING APPARATUS WITH VARIABLE ENERGY INTENSITY

Поглинальний апарат – один із найважливіших вузлів вагона, що перетворює кінетичну енергію співударяння рухомого складу в інші види енергії, таким чином пом'якшуючи повздовжню динаміку поїзда. Від його технічного стану залежить рівень повздовжніх зусиль, що передаються вздовж поїзда, збереженість самої конструкції вагона та вантажу або комфортність перевезення пасажирів.

У наш час найбільш розповсюдженими поглинальними

апаратами є — пружинно-фрикційні, фрикційно-полімерні, еластомірні (вантажні вагони), гумово-металеві (пасажирські вагони) апарати. Вони мають ряд недоліків, так, у пружинно-фрикційних апаратах енергоємність значно залежить від величини коефіцієнта тертя та стану фрикційних поверхонь, максимальне значення якої він набуває після двох – трьох років експлуатації. Енергоємність гумових, полімерних, еластомірних залежить від температури навколишнього середовища. Автором запропонований