

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

МЕТОД ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗА ЗНОШУВАННЯМ ДЕТАЛЕЙ П'ЯТНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Вступ. Зростання потужностей технологічного обладнання (об'ємів доменних печей, продуктивності прокатних станів) вимагає збільшення маси і швидкості руху поїздів, підвищення вантажопідйомності транспортних засобів парку промислових підприємств. Це сприяє збільшенню навантажень, що діють на рухомий склад, і є причиною того, що в останні роки спостерігається інтенсивне зростання ушкоджень різних вузлів і деталей транспортних засобів парку промислових підприємств.

Одним з найбільш відповідальних вузлів вантажного вагона, від працездатності якого залежать безпека руху поїздів та їх безаварійна експлуатація, є п'ятниковий вузол. Тому підвищення його надійності та довговічності має велике значення. Важливість цього завдання пояснюється ще й тим, що литі деталі, які входять до цього вузла, в процесі роботи швидше виходять з ладу, ніж багато інших деталей вагона, а витрати на відновлення та заміну їх дуже значні.

Як показує досвід експлуатації вагонів промислового транспорту, найбільшу кількість пошкоджених деталей п'ятникових вузлів виявлено у промислових вагонів, що експлуатуються на металургійних підприємствах, особливо у сімействі великовантажних вагонів типу думпкар вантажністю 80-85 тонн (800-850 кН).

Постановка задачі. У результаті проведених досліджень встановлено, що для промислових вагонів типу думпкар вантажністю 850 кН основним критерієм працездатності є абразивний знос деталей з наступною появою пластичних деформацій.

Отримані дані про зношування свідчать про переважний вплив на цей процес бічних коливань кузова відносно надресорної балки. Висока інтенсивність зносу визначається значними кромковими тисками, що виникають в результаті реалізації несиметричної схеми навантаження. Існуюча методика розрахунку п'ятникових вузлів [1], побудована на порівнянні величин середніх тисків, обчислених з урахуванням центрального прикладання навантаження, з допустимими, не враховує всіх факторів, обумовлених конструкцією і призначенням вагона, та умов його експлуатації. У результаті цього на етапі проектування конструктор не отримує необхідних даних для визначення оптимальних розмірів деталей вузла, призначення матеріалів, оцінки довговічності та ін., що в решті решт призводить до помилкових результатів. Тому створення методики розрахунків, яка б враховувала як можна більше факторів, що визначають довговічність деталей вузла, досить актуальне.

Результати роботи. Для розрахунку і прогнозування довговічності деталей п'ятникових вузлів необхідно знати основні закономірності процесу зношування матеріалів. Аналіз значної кількості досліджень зі зносу показує, що тиск на поверхні тертя p і швидкість відносного ковзання v_k є основними факторами, що впливають на швидкість зношування. Згідно з [2] швидкість абразивного зношування γ може бути виражена залежністю:

$$\gamma = kpv_k, \text{ мкм/год.}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт зношування, що характеризує матеріал пари тертя і умови зношування.

На величину коефіцієнта k впливають характеристики матеріалів пари тертя і умови роботи в зоні контакту.

Використовуючи (1), можна розрахувати лінійний знос u , що характеризує зміну розміру поверхні при її зношуванні в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя:

$$u = \gamma t = kpv_k t = kps, \quad (2)$$

де $s = v_k t$ – шлях тертя.

Розрахунки з використанням залежностей (1) та (2) дозволяють робити порівняльний аналіз зносостійкості конструкцій, поширювати результати спостереження в експлуатації зносостійкості вузла або машини одного типорозміру на інші типорозміри, використовувати результати випробувань зносостійкості на вузлах інших параметрів.

Необхідною умовою застосування наведених вище залежностей для розрахунку довговічності п'ятникових вузлів є умова сталості в них виду тертя й зношування. Як показують наведені в [3] розрахунки, у контакті п'ятника з підп'ятником в процесі тертя буде незначна температура, яка не буде впливати на процес протікання зношування. Тому швидкість зношування при розглянутих вище умовах визначається головним чином властивостями матеріалів деталей, які труться, і зовнішніми факторами, з яких найбільший вплив чинить тиск на поверхні тертя. Ці обставини визначають відносну стабільність зношування в часі. Тому зношування в п'ятниковому вузлі можна охарактеризувати залежністю (2).

На підставі робіт [4, 5], де досліджувалися величини тисків на опорній поверхні в залежності від бічних коливань кузова щодо надресорної балки, наближено можна прийняти, що тиск у контакті п'ятника з підп'ятником змінюється за синусоїдальним законом.

У всіх точках контактуючих опорних поверхонь, де не відбувається розкриття стику, тиски змінюються за законом

$$p = p_0 + p_a \sin \omega_1 t, \quad (3)$$

де p_0 – середній тиск від рівнодіючого вертикального навантаження на вузол, Па; p_a – амплітудне значення тисків, Па; ω_1 – кругова частота бічних коливань кузова («перевалки»), рад./с.

У точках, де відбувається розкриття стику, закон зміни напружень більш складний через відсутність тиску при відриві контактуючих поверхонь. Зміну тиску для цього випадку можна виразити залежністю

$$p = \frac{1}{2}(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) [1 - \text{sign}(p_a \sin \omega_1 t - p_0)]. \quad (4)$$

Швидкість ковзання вузла змінюється також за синусоїдальним законом, тому його можна виразити:

$$v_k = v_a |\sin \omega t|, \quad (5)$$

де ω – частота «вильяння» колісної пари, рад./с.

Дослідження роботи п'ятникового вузла показують, що звичайно частота бічних коливань кузова збігається за фазою із частотою «вильяння» візка. Тому представляється

доцільним визначити величину відносного зношування для такого випадку, коли $\omega = \omega_1$.

Використовуючи вирази (3), (5) і інтегруючи, спочатку визначаємо відносну величину зношування за один період коливань кузова для випадку, коли не відбувається розкриття стику контактуючих поверхонь. В зв'язку з тим, що інтеграл від періодичної функції, взятий у межах періоду, не залежить від початкової точки інтегрування, тому інтегрування зручно почати від нуля. Тоді зношування за один період коливань буде:

$$\begin{aligned} dU_1 &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt = \\ &= \frac{1}{\tau} \left[\int_0^{\tau} k p_0 v_a (\sin \omega_1 t) dt + \int_0^{\tau} k p_a v_a (\sin \omega_1 t) |\sin \omega_1 t| dt \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Після інтегрування й підстановки відповідних величин вираз (6) набуває вигляду:

$$dU_1 = \frac{2}{\pi} k p_a v_a = 0,637 k p_a v_a. \quad (7)$$

Відносне зношування за час роботи п'ятникового вузла без відриву контактуючих поверхонь

$$U_1 = 0,637 k p_a v_a N_{1u}, \quad (8)$$

де N_{1u} – число циклів за час роботи п'ятникового вузла без відриву контактуючих поверхонь.

Для випадку, коли відбувається відрив контактуючих поверхонь (рис.1), відносне зношування за один період коливання можна виразити як

$$\begin{aligned} dU_2 &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) [1 + \text{sign}(p_a \sin \omega_1 t + p_0) v_a |\sin \omega_1 t|] dt = \\ &= \frac{1}{\tau} \int_0^{a_1} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt + \frac{1}{\tau} \int_{a_2}^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt. \end{aligned} \quad (9)$$

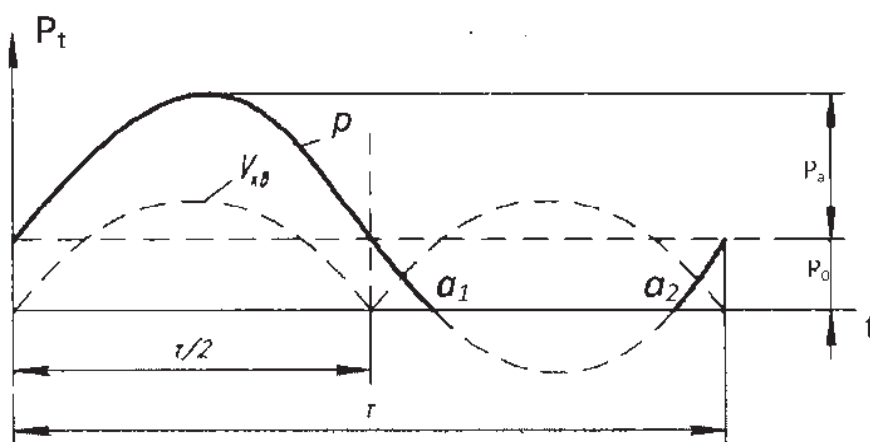


Рисунок 1 – Схема до розрахунків зношування при відриві контактуючих поверхонь п'ятникового вузла

Перетворюючи й інтегруючи вираз (9), одержуємо

$$dU_2 = \frac{1}{\tau} \int_0^{\frac{\tau}{2}} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a \sin \omega_1 t dt + \frac{2}{\tau} \int_{\frac{\tau}{2}}^{a_1} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt. \quad (10)$$

Інтегруючи вираз (10), одержуємо

$$dU_2 = \frac{kp_0 v_a}{\pi} + \sqrt{1 + \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^2} + kv_a p_a \left[\frac{1}{4} - \frac{\arcsin\left(\frac{p_0}{p_a}\right)}{2\pi} + \frac{1}{2\pi} \frac{p_0}{p_a} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^2} \right]. \quad (11)$$

Тоді зношування при розглянутих умовах роботи вузла в період розкриття стику буде

$$U_2 = dU_2 N_{2ц}, \quad (12)$$

де $N_{2ц}$ – число циклів навантаження при розглянутих умовах роботи вузла.

Слід пам'ятати, що у зв'язку з нестабільністю величин амплітуд бічних коливань кузова, непостійним профілем контактуючих поверхонь амплітудне значення тисків у розрахунковій точці опорної поверхні також змінне. Тому для точного визначення спрацювання необхідно враховувати весь спектр зміни вказаних величин, в тому числі і при центральному навантаженні. Відносно зношування можна визначити як суму спрацювань при певних параметрах навантаження:

$$U = dU_1 N_{1ц} + dU_2 N_{2ц} + \dots + dU_i N_{iц} = \sum dU N_{ц}. \quad (13)$$

Підставляючи в (13) величини, отримані за результатами теоретичних [4, 5] досліджень напруженого й деформованого стану для існуючої конструкції вузла, а також для запропонованих конструкцій, і порівнюючи їх знос, розрахований з врахуванням рекомендацій [2], можна оцінити, як змінилась довговічність за результатами прийнятих заходів:

$$T = \frac{U_c}{U_n}, \quad (14)$$

де U_c – зношування деталей п'ятникового вузла існуючої конструкції за розглянутий час його роботи; U_n – зношування деталей п'ятникового вузла запропонованої конструкції за розглянутий час його роботи.

Висновки. Отримані теоретичні залежності дозволяють виконувати порівняльний аналіз зносостійкості конструкцій, оцінювати довговічність п'ятникових вузлів за зношуванням, поширювати результати спостереження в експлуатації зносостійкості вузла одного типорозміру на інші типорозміри, використовувати результати випробувань зносостійкості для вузлів інших параметрів та ін.

Це дозволить конструктору розробляти необхідні заходи для покращання працездатності п'ятникового вузла як на етапі проектування вагона, так і в процесі його експлуатації.

Запропонована методика оцінки довговічності враховує основні фактори, що виникають в процесі експлуатації і впливають на швидкість зношування, і дозволяє роз-

раховувати, приймати необхідні заходи і прогнозувати довговічність п'ятникових вузлів транспортних засобів існуючих конструкцій як на етапі проектування, так і на етапі експлуатації вагона.

ЛІТЕРАТУРА

1. Нормы для расчетов на прочность и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: Изд. ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319с.
2. Проников А.С. Надежность машин / А.С.Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 591с.
3. Бейгул О.О. Дослідження швидкості ковзання в опорах кузова на візки промислових транспортних засобів / О.О.Бейгул, А.С.Шульга, О.А.Шульга // Збірник наукових праць Дніпродзержинського технічного університету (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2014. – Вип. 2 (25). – С.86-89.
4. Расчет удельных давлений в пятниковом узле железнодорожного вагона / В.М.Гребеник, А.С.Шульга, П.П.Гонтаровский, В.Ф.Кучеренко // Исследование и конструирование деталей и узлов подвижного состава: труды ДИИЖТ. – Днепропетровск. – 1973. – Вып. 145. – С.119-128.
5. Шульга А.С. Расчет удельных давлений в приработанных подпятниках при несимметричном нагружении / А.С.Шульга // Детали машин: респ. межвед. науч. сб. – Киев. – 1982. – Вып.35. – С.90-95.

Надійшла до редколегії 20.12.2016.

УДК 669.136.9

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
АДАМЧУК С.І., к.т.н., доцент
СЕРЕДА Д.Б., аспірант
ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ОТРИМАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПОКРИТТІВ НА АВТОМОБІЛЬНИХ ДЕТАЛЯХ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ УМОВАХ

Вступ. У зв'язку із прискореним розвитком техніки вкрай актуальними стали питання підвищення зносостійкості деталей машин, підвищення їхньої якості та ефективності роботи, а також питання економії металів. У зв'язку з розвитком нових виробництв в Україні стало важливим підвищення надійності та довговічності деталей машин, вузлів, агрегатів відповідного призначення, що застосовуються у машинобудуванні. Рішення цих проблем насамперед пов'язане з отриманням захисних покриттів. Використання високоміцних сталей обмежується їх великою чутливістю до концентрації напружень, до різного роду дефектів поверхні, забруднення неметалевими включеннями. Останнім часом все більшого поширення і актуальності набувають деталі з жаростійких та зносостійких конструкційних матеріалів.

Постановка задачі. Для вибору захисного покриття для деталей автомобільного транспорту необхідно враховувати всі аспекти його використання безпосередньо в робочих умовах. Колінчасті та розподільні вали працюють в умовах зношування та дина-