

УВЕЛИЧЕНИЕ МЕЖРЕМОНТНОГО ПРОБЕГА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР ЗА СЧЕТ ИХ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ

По результатам многочисленных исследований установлено, что техническое состояние формы профиля рабочих поверхностей железнодорожных колес и самих рельсов оказывают значительное влияние на развитие критической скорости по автоколебаниям («виляния») тележки транспортного средства в движении. На рис. 1 показаны совмещенные графики горизонтальных поперечных перемещений колесных пар во времени для двух случаев технического состояния формы профиля колес скоростного вагона: профиль нового колеса (по ГОСТ 9036) в начальном состоянии (рис. 1, а) и в изношенном (рис. 1, б).

Исходные графики получены путем компьютерного моделирования движения скоростного экипажа. Из рис. 1, а видно, что для новых колес автоколебания затухают значительно (почти в два раза) быстрее, чем для изношенного профиля колес (рис. 1, б). Эти примеры подтверждают высокую чувствительность величины критической скорости к форме профиля (техническому состоянию поверхности катания колес). Величина критической (пороговой) скорости является определяющим параметром при выяснении условий устойчивости движения рельсовых

экипажей. В режиме автоколебаний резко ухудшаются показатели качества хода экипажа, отбирается мощность локомотива для поддержания этих паразитных колебаний, усиливается воздействие на путь и появ-

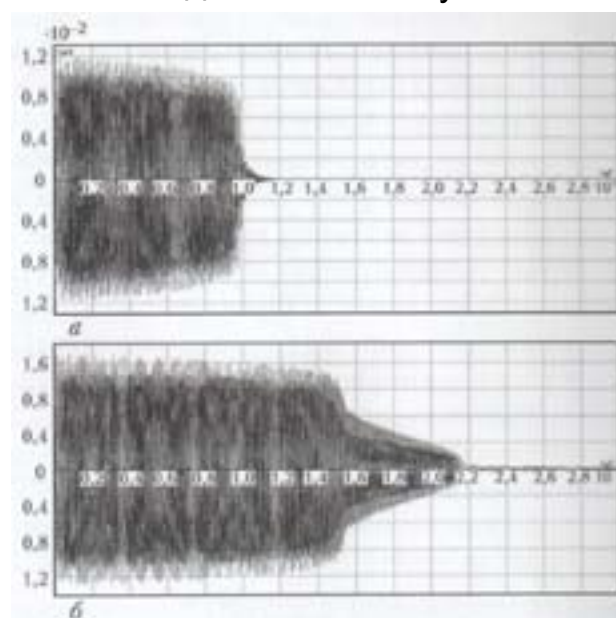


Рис. 1. Результат компьютерного моделирования движения скоростного вагона: а - профиль нового колеса в начальном состоянии; б - в изношенном

ляется реальная угроза безопасности движения. Для каждой единицы подвижного состава, локомотива или вагона, имеется своя величина критической скорости движения. В результате, например, для грузовых вагонов с заявленной в технической документации конструкционной скоростью 120 км/ч, в эксплуатации по мере износа колес приходится ограничивать скорость грузовых поездов

до 70...80 км/ч ввиду підвищеної небезпечності сходження вагонів з рейок.

Основним показником стійкості рейового екіпажу від сходження з рейок є відношення горизонтальної сили взаємодії колеса і рейки Y до вертикальної навантаження Q (рис. 2).

Для запобігання можливості вкатування гребеня колеса на головку рейки відношення Y/Q , не повинно перевищувати 0,8. Наявність перевищеного дисбалансу колесної пари може порушити це співвідношення. Інтересно той факт, що діючими на сьогодні правилами ремонту регламентується проведення цієї операції тільки для транспортних засобів, конструкційна швидкість яких перевищує 120 км/ч. Вважається, що при меншій швидкості величина залишкового дисбалансу не має суттєвого впливу на конструкційну міцність вузлів пасажирського вагона. Це питання спірне, оскільки наукові дослідження свідчать про те, що з ростом величини залишкового дисбалансу частота власних коливань колесної пари починає наближатися до робочої частоти обертання, внаслідок чого спостерігається різке збільшення амплітуди автоколивань («віляння»). Зрештома, це призводить до виникнення резонансу і до повного механічного руйнування поверхні профілю колеса і рейки на швидкостях до 120 км/ч це не приве-

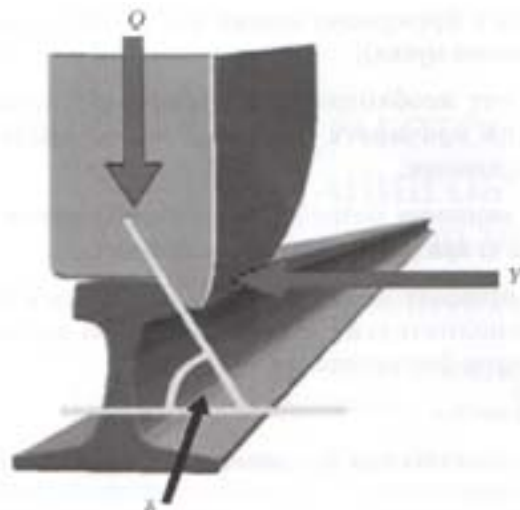


Рис. 2 Принципіальна схема взаємодії колеса з рейкою

де, але стати причиною прискореного їх зносу цілком ймовірно.

Сьогодні швидкості пасажирських перевезень уже досягли 160 км/ч, а значить, проблема контролю величини залишкового дисбалансу колесних пар стає актуальною. Знизити до нормованих значень залишковий дисбаланс колесної пари можна тільки шляхом динамічної балансування. Існують дві різні методики проведення балансування колесних пар, одна - відносно центру катання обода (бандаж), друга - відносно центру обертання осі. Насправді, проблема не в виборі способу балансування, а в способі корекції дисбалансу. Більшість виробників балансувальних станків для колесних пар пропонують спосіб корекції дисбалансу - видалення надлишкової маси металу в «важкому місці» з внутрішньої поверхні обода колеса механі-

чески при помощи фрезерного, либо токарного станка. Однако данный способ имеет существенные недостатки.

Первый недостаток – низкая ремонтпригодность колесной пары для повторной коррекции дисбаланса, которая после неравномерного износа ободов колес в период эксплуатации будет, практически, невозможна. Вследствие механической обработки мы уменьшаем с обратной стороны толщину обода в одном определенном месте и тем самым снижаем эксплуатационный пробег всего колеса из-за нормируемых допусков по толщине обода.

Второй недостаток – снижение прочности колеса в месте сопряжения обода с диском, так как именно в этом месте фрезерованием вносим изменения в структуру кристаллической решетки материала обода, которая сформировалась после литья металла.

Третий – возникновение неравномерности температурного нагрева обода и диска колеса в процессе торможения колодками из-за уменьшения толщины обода в месте фрезерования. Следствием этого является разница в величине радиальных напряжений, возникающих по кругу оси вращения, с внутренней стороны сопряжения обода и диска колеса.

В данной работе предложен к рассмотрению вариант коррекции дисбаланса прямо противоположный

первому - добавление недостающей массы металла в «легком месте» путем установки корректирующих грузов на проточенной цилиндрической части оси вблизи шейки колеса (рис. 3).

Корректирующий груз представляет собой набор металлических пластин различной толщины и веса, которые жестко закреплены на специальном металлическом хомуте (рис. 4).

При таком варианте коррекции дисбаланса удается сохранить целостность литой структуры кристаллической решетки материала обода колеса и избежать указанных выше недостатки.

Преимущества предлагаемого нами варианта коррекции дисбаланса колесных пар:

- возможность многократно в ходе эксплуатации изменять не только общий вес пластин, но и положение корректирующего груза на оси при повторной коррекции дисбаланса колесной пары;



Рис. 3. Пример закрепления корректирующего груза на оси колесной пары

- съемный хомут может быть многократно и повторно использован на случай смены колес;

- не нарушается целостность материала ободов колес, а следовательно, и их механическая прочность после коррекции дисбаланса остается без изменений;

экономия материальных затрат на приобретении необходимого для коррекции дисбаланса дорогостоящего фрезерного станка, а в дальнейшем, и на его техническое обслуживание;

- возможность одновременно проводить две технологические опе-

- исключение лишнего технологического перемещения колесной пары от балансировочного станка к фрезерному станку и обратно (для контрольного пуска);

- нет необходимости проведения испытаний на прочность бандажей колес после их фрезерования;

- экономия потребления электроэнергии (до 8 кВт/ч) при работе фрезерного станка;

- отпадает необходимость содержать в штате дополнительно вторую рабочую единицу - слесаря-фрезеровщика.



Рис. 4. Корректирующий груз

рации (балансировку и коррекцию) на одном и том же балансировочном станке, причем без каких-либо количественных ограничений процесса;

- значительно сокращаются общие энергозатраты, трудозатраты и время на проведение всех технологических операций за счет исключения их из технологического процесса:

Выводы:

Динамическая балансировка колесных пар позволит:

- увеличить межремонтный пробег колесных пар за счет снижения скорости деградиционных процессов износа поверхности профиля колес;

- повысить общий уровень безопасности скоростного движения за счет улучшения динамики движения вагона по рельсовому пути и лучшей управляемости вагонов;

- снизить энергозатраты (экономия топлива или электроэнергии) на тяге пассажирского состава за счет снижения сопротивления движению по рельсам.

3 матеріалів періодичних видань //Техническая диагностика и неразрушающий контроль.- 2016.- № 1.- С. 50-52.