

В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, А. Л. Озябкин, В. И. Куштин, Р. А. Корниенко

РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ДЛЯ ПОДАВЛЕНИЯ ШУМА ПРИ РАБОТЕ ВАГОННЫХ ЗАМЕДЛИТЕЛЕЙ НА СОРТИРОВОЧНЫХ ГОРОЧНЫХ КОМПЛЕКСАХ

Аннотация. Рассмотрены проблемы эксплуатации вагонных замедлителей сортировочных горочных комплексов. Для решения проблемы шума при торможении грузовых вагонов на тормозных позициях приведены данные замеров шума при работе замедлителей, описаны причины и условия его появления. Анализ замеров уровня шума и последующее ранжирование частот позволили выявить наиболее значимые октавные частоты, ответственные за уровень шума от тормозных позиций. Предложена конструкция механизма контактно-ротапринтного метода нанесения модификатора трения на торцевую поверхность колеса вагона для шумоподавления при торможении. Отмечено снижение пиковых значений звукового давления до уровня, который вполне согласуется с требуемыми нормативами, указанными в санитарных нормах.

Ключевые слова: вагонный замедлитель, автоматизированная сортировочная горка, шум при работе сортировочной горки, октавный анализ шума, шумоподавляющий модификатор трения.

Для цитирования: Разработка мероприятий для подавления шума при работе вагонных замедлителей на сортировочных горочных комплексах / В. В. Шаповалов, П. Н. Щербак, А. Л. Озябкин [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 4. – С. 253–261. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_4_253.

Введение

В процессе формирования грузовых составов с одинаковым «адресом», расформирования составов, перестановки групп или отдельных вагонов в парк используются сортировочные комплексы. Основой данных комплексов являются сортировочные горки, пропускная способность которых, вместе с надежностью и стабильностью работы входящих в их состав устройств, во многом определяют перерабатывающую способность станций. Маневровые локомотивы доставляют сортируемые вагоны на вершину горки, и, получив потенциальную энергию $\Pi_{от.}$, отцепы начинают самостоятельное движение к месту сцепки с вагонами, имеющими «адрес» вагона-отцепа:

$$\Pi_{от.} = mgh_r, \quad (1)$$

где $\Pi_{от.}$ – потенциальная энергия вагона, m – масса вагона, кг, g – ускорение свободного падения, м/с², h_r – энергетическая высота сортировочной горки, м.

Энергетическая высота горки h_r определяется с учетом рельефа места расположения сортировочной горки, радиуса кривых, т. е. с учетом продольных и поперечных профилей путей на сортировочном комплексе, розы ветров и т. д. В результате энергетическая высота горки h_r должна обеспечить 100 % вероятность самостоятельного прохождения вагонов-отцепов до места сцепки с нужным составом, независимо от технического состояния конкретно каждого сортируемого вагона. Для окончательного определения энергетической высоты h_r все вагоны разбиваются на две группы: «хорошие» бегуны и «плохие» бегуны, или вагоны в хорошем техническом состоянии и в плохом.

Техническое состояние вагонов характеризуется целым комплексом параметров, но для определения «хороших» и «плохих» бегунов, с точки зрения обеспечения прохода всех вагонов на места стыковки, основными параметрами, влияющими на решение вышеназванной задачи, являются следующие факторы: наличие «ползунов» (мест с хордовым профилем поверхностей кругов катания), состояние клиновых фрикционных гасителей колебаний, наличие исправных элементов шкворневого опирания рамы вагона на раму тележки, наличие смазочного материала в данном узле и еще ряд менее значительных факторов. Названные факторы технического состояния грузовых вагонов определяют величину отбега (величину пути, проходимого мобильной технической системой по горизонтальному прямолинейному пути при тарированной запасенной кинетической энергии).

Соотношение величин свободного отбега «плохих» и «хороших» бегунов составляет величину от 3 до 10. Примерно в таком же соотношении находятся и грузовые вагоны с запасенной энергией $P_{от}$ на сортировочных горках. Так, как было сказано выше, с целью исключения «доводки» маневровым локомотивом недобежавшего «плохого» бегуна до самого дальнего места формирования составов на сортировочном комплексе и сбоя в сортировочном процессе величина энергетической высоты определяется по параметрам самого «плохого» бегуна. В результате все остальные вагоны получают избыточную потенциальную энергию для всех разную, и максимально высокий уровень избыточной $P_{от}$ получают самые «хорошие» бегуны. Для исключения возможности разрушения в результате воздействия данной энергии вагонов и грузов в них при сцепке «хорошего» бегуна с составом необходимо погасить определенное количество энергии у вагонов – «хороших» бегунов.

Для решения данной задачи разработан целый спектр устройств. Так, в составе горочной конструкции на спускной ее части обязательным устройством являются тормозные позиции, работа которых направлена на реализацию ускоренного темпа работы и безопасного роспуска отцепов. Они представляют собой участки пути сортировочной горки, на которых осуществляется регулировочное торможение отцепов с избыточной скоростью движения, т. е. «хороших» бегунов. При этом для реализации технологического режима роспуска вагонов требуемая мощность каждой из тормозных позиций и их количество находятся в прямой зависимости от текущей скорости отцепа, которая в свою очередь зависит от высоты горки и ее профиля.

При этом для снижения скорости движения до требуемых расчетных значений на данной тормозной позиции горки реализуется механическое торможение колес вагона путем прижатия к их торцевой поверхности тормозных шин. Требуемое усилие торможения через систему рычагов передается от привода на тормозные балки, расположенные параллельно оси рельсов. Для реализации «мягкого» торможения предпочтительным является применение в качестве привода пневмоцилиндров, и связано это с податливостью сжатого воздуха относительно гидравлической жидкости. Расчетное реализуемое в статическом режиме усилие торможения, как правило, составляет от 120 до 150 кН, однако даже при наличии демпфирующего воздействия от сжатого воздуха в динамическом режиме пиковые значения могут возрастать в 1,5–2 раза, что вносит погрешности в расчетные показатели автоматической системы управления степенью сжатия тормозных шин. При этом динамические нагрузки имеют пикообразный характер и сопровождаются интенсивными фрикционными автоколебаниями, являющимися одним из источников акустического шума, величина которого превышает в два и более раза санитарные нормы.

Формируемый при этом шум самым негативным образом влияет на здоровье обслуживающего сортировочные комплексы персонала, а также на здоровье людей, проживающих в расположенных в непосредственной близости жилых строениях. Обмен веществ в тканях организма человека в значительной степени регулируется как самостоятельно организмом, так и при помощи электрических и магнитных полей с так называемой ларморовой частотой (*Larmor frequency*) [1, 8]. Эта частота зависит от мощности внешнего магнитного поля, а также от частоты внешнего шумового и вибрационного воздействия. Шум, звуки определенной интенсивности могут как позитивно воздействовать на человека, так и разрушительно. Позитивный фактор интуитивно использовали уже в древние времена, например, в звуках музыки (мелодии Моцарта активно задействуются в аудиопрофилактике лечения и реабилитации), а колокола отливали с обеспечением звучания «малиновым звоном». Кроме психотерапевтического позитивного воздействия шум может оказывать серьезное негативное воздействие на сердечно-сосудистую систему и систему кровоснабжения головного мозга [2]. В результате этого создаются условия резонанса динамических систем органов слуха, а также систем кровообращения. Следствием таких явлений у людей, находящихся в районе работы сортировочных комплексов, могут быть болевые ощущения, а также резкий рост сердечно-сосудистых заболеваний. Самым неблагоприятным результатом резонансного воздействия шума и вибрации является отрыв холестериновых бляшек в сосудах головного мозга (инсульт) или сердечно-сосудистой системе (инфаркт) с высоким уровнем вероятности летального исхода. Данное обстоятельство повышает актуальность решения проблемы снижения уровня шума и вибрации, возникающих в результате работы вагонных замедлителей, которые являются «открытыми» узлами трения. Тем более что в целом ряде городов сортировочные комплексы в результате процесса урбанизации попали в черту так называемых спальных районов.

Замеры уровня шума в дневное время при работающей сортировочной горке на Московской железной дороге в помещении жилого дома, находящегося почти в километре от непосредственной сортировки вагонов, показали превышение уровня шума до 18 дБА, достигающего в ночное время пре-

вышения допустимого уровня до 28 дБА, что является нарушением требований санитарных норм, приведенных в СН 2.2.4/2.1.8-562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», СанПиН 2.1.2.2645-10 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях».

Основная часть

Как было сказано выше, снижение уровня шумового давления при работе сортировочных комплексов является одной из приоритетных для скорейшего решения задач отраслевого уровня ОАО «РЖД». Для решения данной проблемы реализуется комплекс мер. Так, для железнодорожных путей, проходящих по плотной жилой застройке, используются в конструкции верхнего строения пути встроенные виброизолирующие маты, а сам железнодорожный путь ограждается шумозащитными экранами. В последнее время, как и вдоль автомагистралей с интенсивным автомобильным движением, в окнах прилегающих домов устанавливаются современные конструкции окон с усиленными стеклопакетами.

Станция Батайск является одной из крупнейших не только на Северо-Кавказской железной дороге, но и в стране и производит большой объем сортировочной работы. Формирование жилой городской застройки, центра города проходило относительно станции, как градообразующего предприятия. Проведенные замеры шума от работы тормозных позиций механизированного сортировочного комплекса показали, что нормативные значения по СНиП 23-03-2003 превышены в 2,5 раза. Анализ замеров уровня шума с помощью прибора «Эконика-110А» и последующее ранжирование частот позволили выявить наиболее значимые октавные частоты, ответственные за уровень шума от тормозных позиций (рис. 1). При расположении прибора на расстоянии 2 и 7,5 м от них из диапазона наиболее значимых наибольший уровень шума проявляется на резонансных частотах 2986 и 5625 Гц.

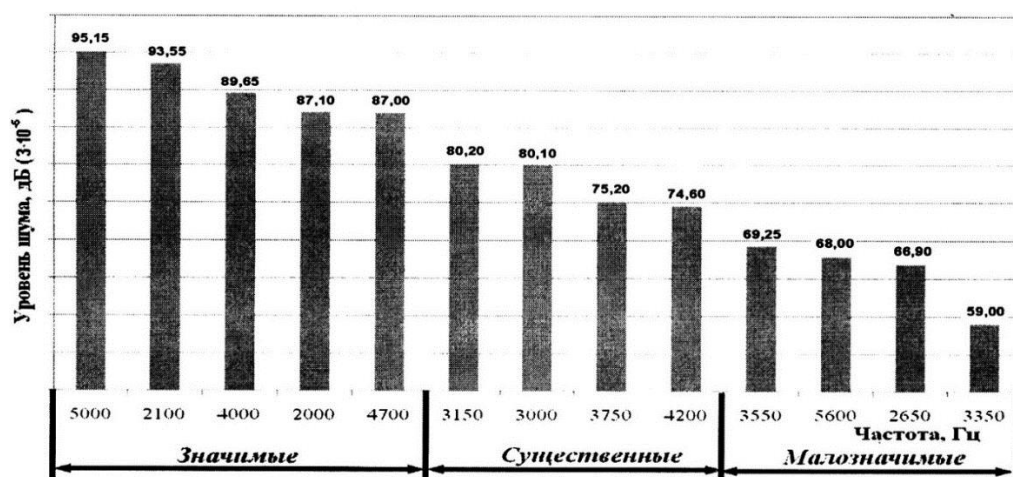


Рис. 1. Замеры и ранжирование шума по регистрируемым частотам от работы тормозных позиций механизированного сортировочного комплекса ст. Батайск

Анализируемая фрикционная система является открытой, существенно динамически нагруженной и имеет в своем составе рабочие поверхности сухого трения. Основываясь на опыте исследования явлений шума при проходе колеса вагона относительно наружного рельса в кривых малого радиуса, можно утверждать, что столь высокий уровень шума в контакте торцевой поверхности колеса тормозящих грузовых вагонов и тормозной позиции вагонного замедлителя механизированной сортировочной горки есть результат резонансных колебаний взаимодействующих частей тормозной шины и колеса, генерируемых фрикционными автоколебаниями на их поверхностях трения [2–5].

Вся система тормозной позиции вагонного замедлителя и колеса вагона может быть представлена как состоящая из двух подсистем: механической системы привода замедлителя и механической подсистемы узла трения «тормозная шина – торцевая поверхность колеса». Компонентами механической системы привода являются инерционные массы рычагов, штоков, объединенных в единую систему связями с их жесткостными и демпфирующими характеристиками. В качестве компонентов подсистемы узла трения выступают макро- и микронеровности. Представим в качестве единицы данного компонента активный микрообъем (рис. 2), который обладает массой, а также жесткостными и демпфирующими характеристиками связи с основным объемом поверхности трения, относительно которой он «закреплен».

В механической системе привода с узлом трения движущее усилие создает и передает от пневмоцилиндров через систему рычагов динамические нагрузки, частота и амплитуда которых зависят от соотношения жесткостных и демпфирующих параметров привода. Спектр частот данной внешней по отношению к узлу трения динамической нагрузки довольно широк, так как он зависит от люфтов и зазоров привода, т. е. от его технического состояния [7, 9, 10]. При этом в данном спектре возмущающих колебаний присутствуют колебания, соответствующие собственным частотам элементов привода.

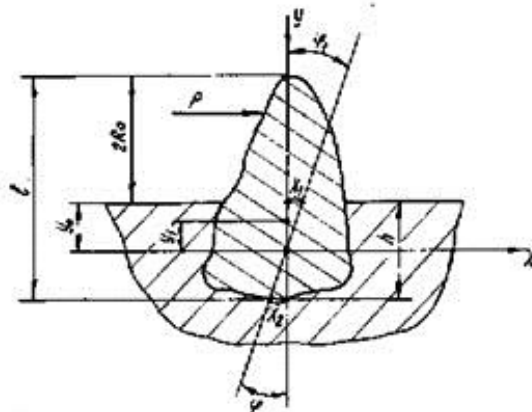


Рис. 2. Активный микрообъем поверхности трения

Движущее усилие привода является внешним по отношению к фрикционной механической системе и создает в ней динамические нагрузки, энергия которых является тем физическим полем, которое изменяет состояние активных микрообъемов поверхностей трения. Установившиеся параметры нагружения фрикционного контакта формируют на его поверхности относительно стабильное значение равновесной шероховатости. Это дает возможность ориентировочно определить величину характерной собственной частоты колебаний активного микрообъема в соответствии с формулой:

$$\Omega = \sqrt{\frac{\ddot{\Pi}}{I}}, \quad (2)$$

где Π – потенциальная энергия деформированного активного микрообъема;
 I – момент инерции отдельного активного микрообъема материала поверхности трения.

Представление активного микрообъема поверхности трения как деформируемого тела с заделкой в упругой среде материала поверхности трения, позволяет определить требуемую для расчета характерной частоты потенциальную энергию колебаний

$$d\Pi = c \cdot x \cdot dx \text{ или } \Pi = \int_{-x_2}^{x_1} c \cdot x \cdot dx.$$

В соответствии с данными рис. 1 $x_1 = \varphi \cdot y_0$, $x_2 = \varphi \cdot (h - y_0)$, тогда

$$\begin{aligned} \Pi &= \int_{-\varphi(h-y_0)}^{\varphi y_0} c \cdot x \cdot dx = \frac{c \cdot x^2}{2} \Big|_{\varphi(h-y_0)}^{\varphi y_0} = \\ &= c \cdot \left[\frac{\varphi^2 (h-y_0)^2}{2} - \frac{\varphi^2 y_0^2}{2} \right] = A \frac{c \cdot \varphi^2 \cdot y_0^2}{2}, \end{aligned}$$

где $A = \frac{h^2}{y_0^2} - \frac{2h}{y_0} + 2$.

Первая производная равна $\dot{\Pi} = A \cdot c \cdot \varphi \cdot y_0^2$, а $\ddot{\Pi} = A \cdot c \cdot y_0^2$.

Подставим полученное значение в выражение для определения частоты (2):

$$\Omega = y_0 \sqrt{A \frac{c}{I}}. \quad (3)$$

Для используемого материала поверхностей трения расчет момента инерции I , представленного в качестве единичного активного микрообъема, производится относительно его центра колебаний. Расчетная величина высоты микрообъема и размеры его поперечного сечения можно принять по замерам параметра R_z . Для оценки величины y_0 можно воспользоваться полученными линейными размерами активного микрообъема из рис. 2.

В расчетном случае активной массой является часть массы контактирующей микро- или макрошероховатости, которая участвует в колебательном процессе. Ввиду того что спектр внешнего динамического воздействия механической системы привода обширен, вероятность появления резонансных колебаний при его совпадении с одной из характерных частот поверхности фрикционного взаимодействия существенно возрастает и приводит к резонансным колебаниям элементов механической подсистемы трения, т. е. масс ее тормозной балки m_1 или колеса m_2 (или одновременно m_1 и m_2).

Таким образом, можно предположить, что причиной наибольшего уровня шума являются резонансные колебания на выявленных при измерениях частотах и возможные автоколебания тормозной шины и колеса при изменении поведения и размеров активных макро- и микрообъемов фрикционных поверхностей трения механической подсистемы «боковая поверхность колеса – рабочая поверхность тормозной балки». Поскольку исследуемые процессы относятся к процессам релаксационного типа, то для них характерна температурно-частотная зависимость, а процесс затухания колебаний зависит от времени релаксации и частоты колебаний, т. е. от произведения $\omega \cdot \tau$. Из анализа данного соотношения следует, что система может быть управляемой, устранение установившегося резонанса возможно, если имеется возможность создать дополнительное демпфирование или экранировать поверхность трения введением третьего тела, т. е. подавление фрикционных автоколебаний и акустического шума возможно изменением упруго-диссипативных связей узла трения. Несмотря на то что величины активных масс и контактных жесткостей зависят от многих факторов: давления, объемной, поверхностной температур и температуры контактирующих микро- и макрошероховатостей (температуры вспышки), скорости относительного скольжения, градиентов вышеназванных температур, от величин касательных и нормальных напряжений и их градиентов и т. д. (данных факторов может быть до 30 и более), – для решения проблемы подавления уровня шума на сортировочных комплексах с учетом условий работы вагонных замедлителей парковых и горочных (колебания температуры окружающей среды, наличие ветрового воздействия на частицы шумоподавляющих композиций, воздействие атмосферных осадков в виде дождя и снега и т. д.) наиболее рациональной представляется контактно-ротапринтная система подачи шумоподавляющего фрикционного модификатора трения. Данная схема исключает «замасливание» элементов вагона, шумоподавляющий фрикционный модификатор трения наносится дозированно на те части торцевой поверхности, которые взаимодействуют с рабочими поверхностями тормозных шин. В случае применения метода контактно-ротапринтной лубрикации торцевых поверхностей вагонов рабочие органы, наносящие шумоподавляющий фрикционный модификатор трения на колеса вагона, по конструктивному решению аналогичны геометрическим характеристикам рабочих поверхностей тормозных шин вагонных замедлителей.

Конкретная реализация разработанной технологии и конструктивного исполнения системы нанесения шумоподавляющего фрикционного модификатора трения была выполнена по заказу ОАО «РЖД» в рамках договора. В отличие от наиболее известной технологии фирмы ELPA системы BREMEX – ANNSYS [6], которая композитный материал для сухого торможения (DBM) наносит на торцевую часть обода колеса или рельса, в разработанной конструкции данная задача решена методом контактно-ротапринтного натирания и реализуется в процессе работы тормозной шины относительно колеса. Это автоматически регулирует необходимое количество фрикционного модификатора трения, при этом используемый модификатор практически не снижает реализуемую силу трения от усилия тормозной шины вагонного замедлителя. Использование твердого фрикционного смазочного материала, в отличие от системы BREMEX-ANNSYS, исключает снижение надежности работы в условиях отрицательных температур окружающего воздуха, что для подавляющего большинства регионов РФ является актуальным.

Общий вид разработанной конструкции устройства для нанесения фрикционного модификатора трения на торцевую поверхность колеса представлен на рис. 3. На несущей балке 4 закрепляются брикеты шумоподавляющего модификатора трения 5, которые для нажатия на торцевую поверхность колеса с по-

мощью привода имеют возможность перемещаться в горизонтальной плоскости. Для точного автоматического позиционирования вагонного колеса относительно шин замедлителя и, соответственно, брикета модификатора трения перед тормозной позицией устанавливаются стандартные конструкции контррельса, которые надежно в условиях стрелочного перевода выполняют аналогичную роль.

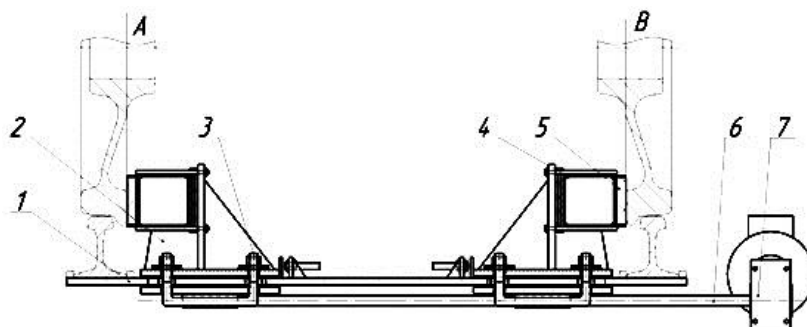


Рис. 3. Конструктивное исполнение механизма контактно-ротационного метода нанесения модификатора трения на торцевую поверхность колеса вагона:

1 – монтажная плита; 2 – кронштейны; 3 – прокладка-демпфер; 4 – балка тормозная; 5 – модификатор трения; 6 – вал приводной; 7 – исполнительный механизм привода

Результаты октавного анализа шума горочного замедлителя при использовании модификатора трения для шумоподавления, представлены в таблице.

Октавный анализ шума горочного замедлителя при использовании шумоподавляющего фрикционного модификатора трения

Расстояние до точки замера	Частота, Гц (в среднем по 10 тестам)									
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16 000
$L = 2 \text{ м}$	56,1	53,4	49,9	48,7	52,3	49,9	51,2	49,4	46,8	40,8
$L = 7,5 \text{ м}$	41,9	44,3	42,8	47,7	52,7	44,6	40,4	41,9	44,3	42,8

Проведенный октавный анализ шума горочного замедлителя при использовании модификатора трения для шумоподавления (см. таблицу) показал, что для выявленных как наиболее значимые, превышающих 2000 Гц частот пиковые значения звукового давления с уровня 150 дБ снизились до значений 40–65 дБ.

Выводы

По результатам экспериментов было установлено, что применение модификатора трения для шумоподавления позволяет снизить уровень звукового давления до значений, которые вполне согласуются с требуемыми нормативами, указанными в СНиП-23-03-2003, а также санитарных норм, приведенных в СН 2.2.4/2.1.8-562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки», СанПиН 2.1.2.2645-10 «Санитарно-эпидемиологические требования к условиям проживания в жилых зданиях и помещениях».

Для оценки влияния на величину амплитуды фрикционных автоколебаний применяемых модификаторов трения использовалась методика трибоспектральной идентификации динамически нагруженных узлов трения. Исследованиям подвергались колебания на выявленных ранее наиболее значимых октавных полосах частот. Оценка стабильности системы проведена на основе расчетной величины степени диссипации энергии, которая наиболее информативно описывает переходные процессы. Полученные при реализации экспериментальных исследований результаты показали, что при нанесении модификатора трения существенно уменьшается продолжительность переходного процесса, составляя до полного затухания не более 2–3 периодов колебаний. Расчетная величина степени демпфирования при этом возрастает от 0,1 до значений 0,4–0,65.

Одной из выявленных при опытной эксплуатации проблем являлась проблема ориентации колеса вагона для гарантированного нанесения на его боковую поверхность модификатора трения, т. е. его ориентация относительно тормозной балки с модификатором трения. Для уменьшения в контакте

до требуемой конструкционной величины реализуемого бокового зазора между шириной колеи и шириной колесной пары применена установка стандартного контррельса, используемого для реализации направляющего движения в конструкции стрелочного перевода.

Список литературы

- 1 **Давидовиц, П.** Физика в биологии и медицине / Пол Давидовиц. – 5-е изд. – Москва : Academic press, 2019. – ISBN 978-012813-716-1.
- 2 Physical and mathematic N-option modeling and optimization of dynamically loaded nonlinear technical systems / I. V. Kolesnikov, V. V. Shapovalov, A. L. Ozyabkin [et al.] // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. 16. Сер. «Dynamics of Technical Systems (DTS 2020)». – 2021. – Vol. 1029, No. 1. – P. 012033. – DOI 10.1088/1757-899X/1029/1/012033.
- 3 Diagnostics of dissipative characteristics of friction damper : IOP Conference Series : Materials Science and Engineering / S. L. Chernyshev, V. I. Kolesnikov, V. D. Vermel [et al.] // Tribomash 2020, IOP Publishing Ltd. – 2020. – Vol. 996, No. 1. – P. 012009. – DOI 10.1088/1757-899X/996/1/012009.
- 4 Express analysis of lubricants' properties for dynamically loaded open- and closed-loop units : XV International Scientific-Technical Conference «Dynamic of Technical Systems» (DTS-2019) / V. V. Shapovalov, A. L. Ozyabkin, I. V. Kolesnikov [at al.]. – New York : AIP Conference Proceedings, 2019. – Vol. 2188, No. 1. – P. 020012. – DOI 10.1063/1.5138386.
- 5 Упруго-диссипативные характеристики тяжело-нагруженных модифицированных пар трения / С. Л. Чернышев, В. И. Колесников, В. Д. Верескун [и др.] // Трение и износ. – 2023. – Т. 44, № 1. – С. 58–67. – DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-1-58-67.
- 6 BREMEX-ANNSYS : ELPA Virtual Market Place, Exhibitors & Products. – URL: <https://www.virtualmarket.innotrans.com/en/BREMEX-ANNSYS,p1024248> (date of access: 03/19/2017).
- 7 **Патент RU 2750585 C1, МПК B61K 3/02.** Способ модифицирования систем термоплакирования стальных поверхностей трения / В. В. Шаповалов, В. Б. Мищиненко, П. Н. Щербак [и др.]. – № 2020134704 ; заявл. 21.10.2020 ; опублик. 29.06.2021.
- 8 **Нехорошкова, Н. А.** Сенсомоторные реакции в психофизиологических исследованиях / Н. А. Нехорошкова, А. В. Грибанов, И. С. Депутат // Журнал медико-биологических исследований. – 2015. – № 1. – С. 36–48. – ISSN 2308-3174.
- 9 A detailed experimental study of the validity and applicability of slotted stand-off layer rail dampers

References

- 1 **Davidovits, P.** Physics in biology and medicine (fifth edition) / Paul Davidovits. – Moscow : Academic press, 2019. – ISBN 978-012813-716-1.
- 2 Physical and mathematic N-option modeling and optimization of dynamically loaded nonlinear technical systems / I. V. Kolesnikov, V. V. Shapovalov, A. L. Ozyabkin [et al.] // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. 16. Сер. «Dynamics of Technical Systems (DTS 2020)». – 2021. – Vol. 1029, No. 1. – P. 012033. – DOI 10.1088/1757-899X/1029/1/012033.
- 3 Diagnostics of dissipative characteristics of friction damper : IOP Conference Series : Materials Science and Engineering / S. L. Chernyshev, V. I. Kolesnikov, V. D. Vermel [et al.] // Tribomash 2020, IOP Publishing Ltd. – 2020. – Vol. 996, No. 1. – P. 012009. – DOI 10.1088/1757-899X/996/1/012009.
- 4 Express analysis of lubricants' properties for dynamically loaded open- and closed-loop units : XV International Scientific-Technical Conference «Dynamic of Technical Systems» (DTS-2019) / V. V. Shapovalov, A. L. Ozyabkin, I. V. Kolesnikov [at al.]. – New York : AIP Conference Proceedings, 2019. – Vol. 2188, No. 1. – P. 020012. – DOI 10.1063/1.5138386.
- 5 Elastic-dissipative characteristics of heavily loaded modified friction pairs / S. L. Chernyshev, V. I. Kolesnikov, V. D. Vereskun [et al.] // Friction and Wear. – 2023. – Vol. 44, No. 1. – P. 58–67. – DOI 10.32864/0202-4977-2023-44-1-58-67.
- 6 BREMEX-ANNSYS : ELPA Virtual Market Place, Exhibitors & Products. – URL: <https://www.virtualmarket.innotrans.com/en/BREMEX-ANNSYS,p1024248> (date of access: 03/19/2017).
- 7 **Patent No. RU 2750585 C1. IPC B61K 3/02.** Method of Modification of Thermoplastic Systems of Steel Friction Surfaces / V. V. Shapovalov, V. B. Mishchenko, P. N. Shcherbak [et al.]. – No. 2020134704 ; declared 21.10.2020 ; publ. 29.06.2021.
- 8 **Nekhoroshkova, N. A.** Sensorimotor reactions in psychophysiological research / N. A. Nekhoroshkova, A. V. Gribanov, I. S. Deputat // Journal of medical and biological research. – 2015. – No. 1. – P. 36–48. – ISSN 2308-3174.
- 9 A detailed experimental study of the validity and applicability of slotted stand-off layer rail

in reducing railway vibration and noise / C. Zhao, P. Wang, Q. Yi [et al.] // Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control. – 2018. – Vol. 37(4). – P. 896–910.

10 Improving the energy efficiency of power transmissions of a rolling stock on the basis of dynamic anisotropy of frictional contact / V. Shapovalov, P. Shcherbak, P. Kharlamov [et al.] // E3S Web of International Conference “Energy Efficiency and Energy Saving in Technical Systems (EEESTS-2019)”. – 2019. – Vol. 104. – P. 01002. – DOI 10.1051/e3sconf/201910401002.

dampers in reducing railway vibration and noise / C. Zhao, P. Wang, Q. Yi [et al.] // Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control. – 2018. – Vol. 37(4). – P. 896–910.

10 Improving the energy efficiency of power transmissions of a rolling stock on the basis of dynamic anisotropy of frictional contact / V. Shapovalov, P. Shcherbak, P. Kharlamov [et al.] // E3S Web of International Conference “Energy Efficiency and Energy Saving in Technical Systems (EEESTS-2019)”. – 2019. – Vol. 104. – P. 01002. – DOI 10.1051/e3sconf/201910401002.

V. V. Shapovalov, P. N. Shcherbak, A. L. Ozyabkin, V. I. Kushtin, R. A. Kornienko

DEVELOPMENT OF MEASURES TO SUPPRESS NOISE DURING THE OPERATION OF CAR REMEDERS AT HUMP-ASSORTING COMPLEXES

Abstract. The paper presents the problems of operating railcar retarders at hump-assorting complexes. To solve the problem of noise when braking freight cars at braking positions, it is presented the data on noise measurements during the retarders operation, and it is considered the reasons and conditions for its occurrence. Analysis of noise level measurements and subsequent ranking of frequencies made it possible to identify the most significant octave frequencies responsible for the noise level from the braking positions. A design has been proposed for the mechanism of the contact-rotaprint method of applying a friction modifier to the end surface of a car wheel to reduce noise during braking. Peak sound pressure values have decreased to values that are fully consistent with the required standards specified in sanitary standards.

Keywords: car retarder, automated sorting slide, noise during the operation of the sorting slide, octave noise analysis, noise-canceling friction modifier.

For citation: Development of measures to suppress noise during the operation of car remeders at hump-assorting complexes / V. V. Shapovalov, P. N. Shcherbak, A. L. Ozyabkin [et al.] // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2023. – No. 4. – P. 253–261. – DOI 10.46973/0201-727X_2023_4_253.

Сведения об авторах

Шапоналов Владимир Владимирович
Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Транспортные машины
и триботехника»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: tmt@rgups.ru

Щербак Пётр Николаевич
Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Путь и путевое хозяйство»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: spn55@mail.ru

Кустин Владимир Иванович
Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Изыскания, проектирование
и строительство железных дорог»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail: geometr@spark-mail.ru

Information about the authors

Shapovalov Vladimir Vladimirovich
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Transport Machines and Tribotechnology»,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor,
e-mail: tmt@rgups.ru

Shcherbak Peter Nikolaevich
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Track and Track Facilities»,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: spn55@mail.ru

Kushtin Vladimir Ivanovich
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Research, Design and Construction
of Railways»,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: geometr@spark-mail.ru

Озябкин Андрей Львович

Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Транспортные машины
и триботехника»,
доктор технических наук, профессор,
e-mail : tmt@rgups.ru

Корниенко Роман Андреевич

Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Транспортные машины
и триботехника»,
инженер,
e-mail : tmt@rgups.ru

Ozyabkin Andrey Lvovich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Transport Machines and Tribotechnology»,
Doctor of Engineering Sciences,
Professor,
e-mail: tmt@rgups.ru

Kornienko Roman Andreevich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair «Transport Machines
and Tribotechnology»,
Engineer,
e-mail: tmt@rgups.ru