

Сладковский А., Погорелов Д.Ю.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В КОНТАКТЕ КОЛЕСО-РЕЛЬС ПРИ НАЛИЧИИ ПОЛЗУНОВ НА КОЛЕСНОЙ ПАРЕ

В статье представлена методика расчета динамического взаимодействия в паре колесо – рельс при наличии ползунов. Проанализировано влияние характеристик подвижного состава, скорости его движения и параметров ползуна на величину контактных сил.

В статье [1] отмечается, что в настоящее время проблема ползунов на Российских железных дорогах не только не уменьшилась, но существенно увеличилась. Для пассажирских вагонов ползуны стали массовым явлением. Очевидно, что основная причина возникновения ползунов заключается в нарушении режима пользования автотормозами, а также в неисправностях самой тормозной системы. Следует отметить, что указанная проблема является особенностью не только Российских железных дорог, но носит международный характер. В частности, на Польских железных дорогах для диагностики различных дефектов колесных пар используются различного типа диагностические системы. Например, внедрение системы ASDEK словацкого производства [2] привело к необходимости отправки в ремонт 30 поездов локального формирования, т.е. 15% парка. Указанные факты свидетельствуют о том, насколько дефекты тормозного происхождения были распространены на ПКП.

Авторы данной статьи не ставят перед собой задачу исследовать причины возникновения ползунов, но анализируют последствия их возникновения. В частности, рассматривается динамическое воздействие этого достаточно распространенного дефекта, как на путь, так и на экипаж. В статье [3] отмечен интересный факт, что при отступлении немецких войск для разрушения пути использовался искусственный ползун на последней колесной паре поезда.

Какова может быть глубина ползунов? В статье [4] приводится пример возникновения ползуна глубиной 30 мм. Очевидно, что это совершенно исключительный случай, связанный с заклиниванием колесной пары электровоза. Тем не менее, ползуны глубиной более 1 мм являются рядовым явлением. Очевидно, что эксплуатация колес с такими дефектами недопустима, но, к сожалению, происходит повсеместно. На Польских железных дорогах, согласно инструкции [5], ползуны с глубиной более 1 мм и длиной плоского места более 30 мм выявляются при помощи устройств автоматической диагностики и колесные пары с такими дефектами отправляются в ремонт.

На Российских железных дорогах и, соответственно, на железных дорогах стран бывшего СССР, вопрос о предельной глубине ползуна не является таким однозначным. Если для локомотивов согласно инструкции [6], предельной является глубина ползуна 1 мм, то для вагонов с подшипниками скольжения допускаются ползуны глубиной 2 мм [7]. Еще более сложным является вопрос о том, с какой скоростью должен двигаться подвижной состав в случае обнаружения ползунов. Рассмотрим этот вопрос ниже, основываясь на инструкциях [6] и [8]. Инструкции, действующие в локомотивном [9] и вагонном [10] хозяйствах Украины аналогичны российским.

Для начала остановимся на средствах, которые использовались для моделирования. Разработанный в Лаборатории вычислительной механики Брянского государственного технического университета программный комплекс "Универсальный механизм" (UM) предназначен для моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем. Указанный пакет при-

кладных программ стоит в одном ряду, а по отдельным показателям превосходит признанные пакеты MSC.ADAMS/Rail (в настоящее время VI-Rail), MEDYNA, GENSYS, NUCARS, SIMPACK или VAMPIRE. Преимуществом указанного пакета для русскоязычного пользователя является возможность использования русского интерфейса, а также оперативных консультаций у разработчиков. Математические основы использования этого программного обеспечения подробно изложены в статье [11].

Тем не менее, пакет UM еще не доработан для моделирования ползуна. Этот пакет позволяет задавать неровности различных типов для рельсов. Могут моделироваться различные поперечные (рабочие) профили колес. Но в настоящее время UM не позволяет задавать по окружной координате профиль поверхности колеса, отличающийся от окружности. Несмотря на это существует возможность моделирования ползуна с использованием пакета UM. Для этого необходимо задать профиль неровности рельса таким, чтобы при медленном перекачивании колеса через эту неровность его центр повторял такое же движение, которое было бы у реального колеса с ползуном.

Таким образом, первая задача моделирования состоит в том, чтобы задать профиль неровности рельса, который бы соответствовал реальному ползуну на колесе. Рассмотрим сначала «идеальный» ползун на колесе, т.е. образовавшееся в результате торможения плоское место имеющее идеально ровную поверхность. При этом данный участок графически можно представить в качестве отрезка прямой длиной L (рис. 1). Очевидно, что между длиной ползуна и его глубиной существует достаточно простая математическая зависимость

$$L = 2\sqrt{2Rh - h^2},$$

где R - радиус колеса. Эта формула положена в основу таблицы, при помощи которой на практике измеряется глубина ползуна [6]. Показанный на рис. 1 ползун соответствует случаю, когда глубина ползуна равна 30 мм [4].

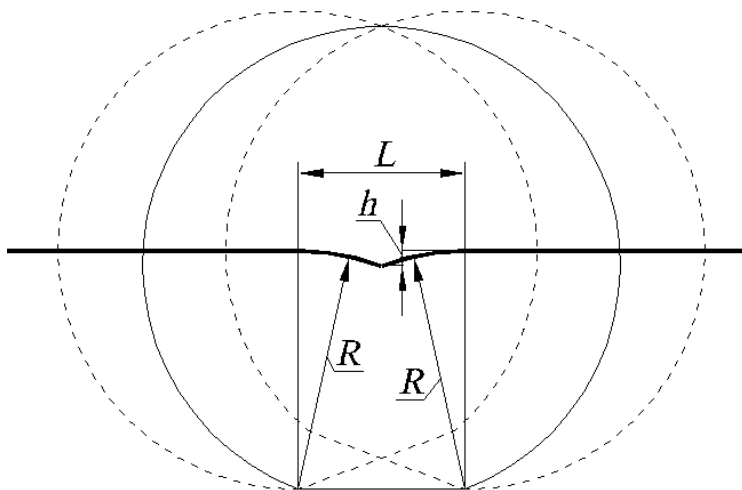


Рис. 1. Траектория движения центра колеса с «идеальным» ползуном при его медленном перекачивании (рельс абсолютно ровный, на рис. не показан)

На рис. 1 пунктиром показаны начальное и конечное положения колеса в моменты начала и конца «работы» ползуна. Как видим, неровность траектории движения центра колеса имеет такую же длину, как сам ползун. Эта траектория показана на рис. 1 утолщенной линией. В зоне ползуна она состоит из двух дуг радиуса R , причем глубина этой неровности равна глубине ползуна h .

Рис. 2 показывает, какой должна быть неровность рельса, для того чтобы ось медленно перекатывающего колеса без ползуна повторила траекторию движения, показанную на рис. 1 утолщенной линией. Такая неровность должна представлять собой ступенчатую выемку в рельсе глубиной h и длиной L .

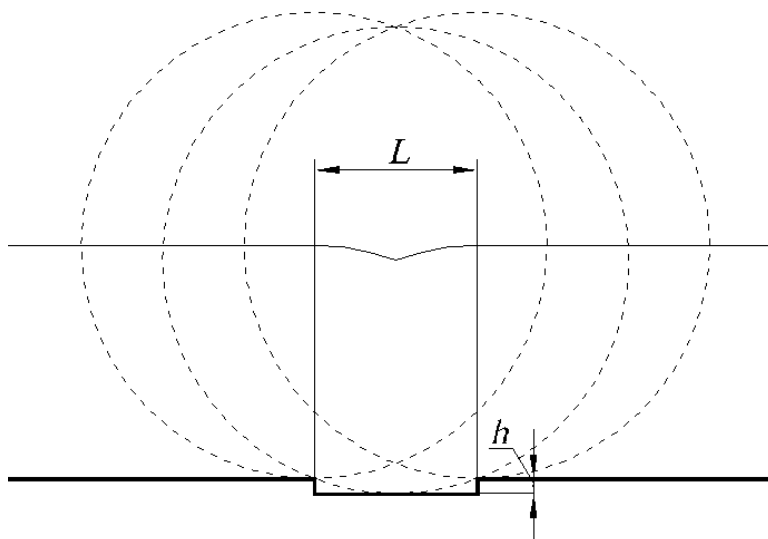


Рис. 2. Неровность рельса моделирующая «идеальный» ползун

В программе UM при функциональном задании неровности рельса траектория движения центра колеса повторяет график функции, которая описывает положение точки контакта. Это означает, что при задании неровности рельса в форме, представленной на рис. 2, центр колеса при своем движении повторил бы нарисованную «ступеньку». Очевидно, что такое задание неровности рельса неприемлемо. Не приемлемо и задание неровности в форме, представленной на рис. 1. Реальные ползуны в отличие от идеальных имеют сглаженные (пластически деформированные) края, поэтому при медленном перекатывании колеса с ползунком вертикальные перемещения центра колеса, в отличие от приведенной на рис. 1 утолщенной линии, на графике не будут иметь угловой точки. Моделировать реальный ползун следует неровностью рельса, показанной на рис. 3.

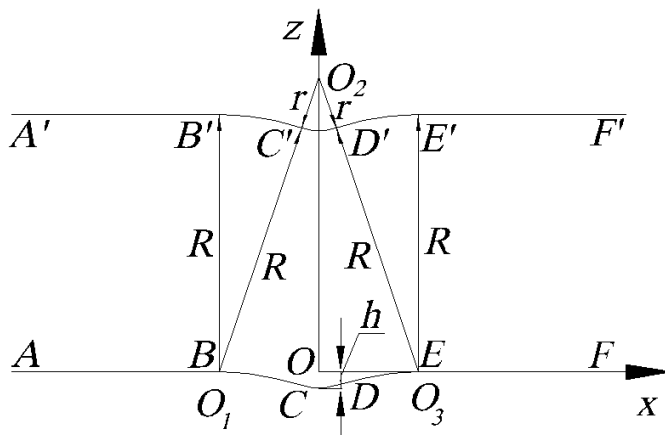


Рис. 3. Неровность рельса, моделирующая реальный ползун

Рассмотрим подробнее геометрическую структуру такой неровности, которая на рис. 3 представлена в виде линии $ABCDEF$. В соответствии с изло-

женным выше подходом в пакете UM траектория движения центра колеса $A'B'C'D'E'F'$ будет повторять указанную линию. Эта траектория будет характеризоваться двумя параметрами: глубиной неровности рельса, соответственно, глубиной ползуна h и относительно малым радиусом скругления r . Считаем, что радиус колеса по кругу катания R задан. Тогда траектория движения центра колеса $A'B'C'D'E'F'$ будет состоять из двух отрезков прямой $A'B'$ и $E'F'$, двух выпуклых дуг $B'C'$ и $D'E'$ с радиусами R и центрами в точках O_1 и O_3 (совпадают с точками B и E), а также центральной вогнутой дуги $C'D'$ радиуса r с центром в точке O_2 .

При построении линии $ABCDEF$ и, соответственно, $A'B'C'D'E'F'$ должно быть математически обеспечено гладкое сопряжение дуг между собой (т.е. равенство первых производных в точках сопряжения), а также с прямолинейными участками рельса. В этом случае длина неровности $l = BE = B'E'$ определяется автоматически. Математическое описание построения гладкой кривой, описывающей неровность рельса достаточно простое, поэтому может быть опущено. Приведем только фрагмент программы, написанной на встроенном языке программирования MathCAD, которая позволила проверить правильность построения указанной кривой (рис. 4). Все обозначения переменных в программе соответствуют обозначениям точек на рис. 3.

$$\begin{aligned}
 R &:= 0.475 \quad r := 0.1 \quad h := 0.001 \\
 xO2 &:= 0 \quad zO2 := r - h \quad xO3 := \sqrt{2(r+R) \cdot h - h^2} \quad zO3 := -R \\
 xO1 &:= -xO3 \quad zO1 := zO3 \quad xB := xO1 \quad xC := xO1 \cdot \frac{r}{R+r} \quad xD := -xC \quad xE := xO3 \\
 z(x) &:= \begin{cases} 0 & \text{if } x < xB \\ \sqrt{R^2 - (x - xO1)^2} + zO1 & \text{if } xB \leq x < xC \\ zO2 - \sqrt{r^2 - (x - xO2)^2} & \text{if } xC \leq x < xD \\ \sqrt{R^2 - (x - xO3)^2} + zO3 & \text{if } xD \leq x < xE \\ 0 & \text{if } x \geq xE \end{cases}
 \end{aligned}$$

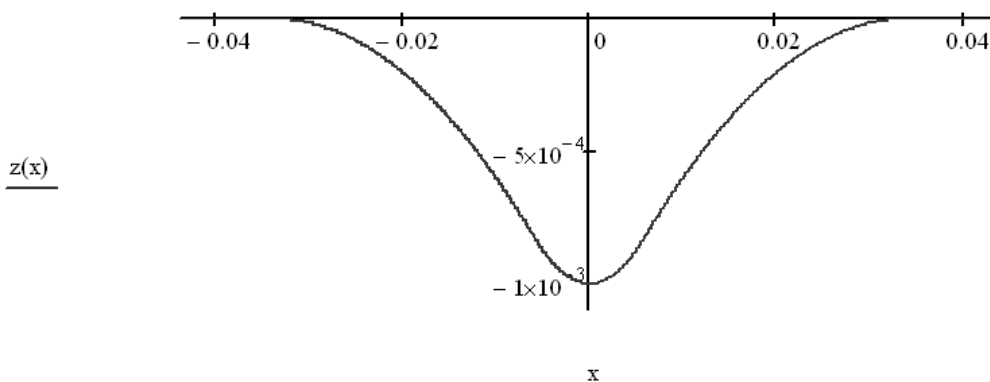


Рис. 4. Фрагмент программы, написанной на встроенном языке программирования MathCAD, моделирующей неровность рельса

Преимуществом программного комплекса УМ является возможность программирования отдельных модулей, которые затем включаются в пакет, как его интегральная часть. В данном случае описанная неровность была запрограммирована на алгоритмическом языке Delphi 7. Были заданы также функциональная зависимость профиля неровности рельса, соответствующей модели ползуна, и ее первая производная. Проведена параметризация неровности, в результате чего ее параметры (глубину, радиусы скругления) можно было изменять, также как и параметры рассматриваемых транспортных средств.

В качестве движущегося экипажа рассматривалась упрощенная компьютерная модель грузовых вагонов с двухосными тележками модели 18-100. Модель является упрощенной в части описания фрикционной клиновой системы, что не вносит существенного влияния на изменение нормальных контактных сил при взаимодействии в паре колесо с ползуном - рельс. Параметризация характеристик вагона позволяет рассматривать при помощи указанной модели вагоны разных типов: цистерны, хопперы, полувагоны. При этом могут изменяться не только массовые или инерционные характеристики вагонов, но и их графические образы. На рис. 5 показаны графические образы соответствующих моделей цистерны и хоппера.

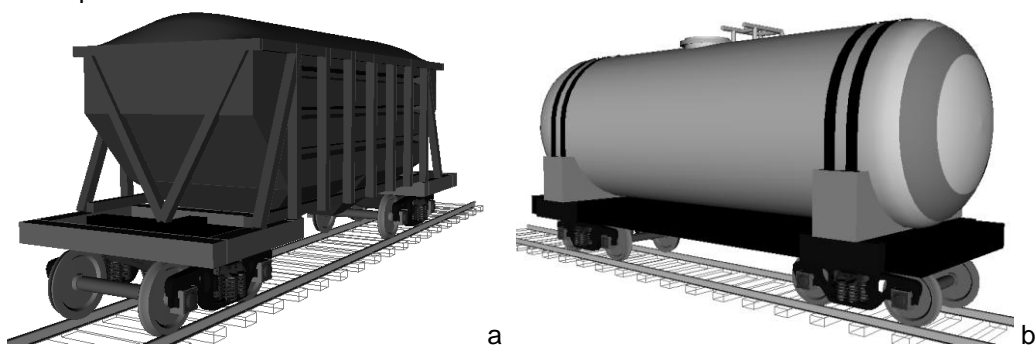


Рис. 5. Графические образы рассматриваемых при помощи УМ моделей вагона: а) хоппер; б) цистерна

Рассмотрим движение хоппера модели 11-715 в груженом и порожнем состоянии, у которого первая колесная пара имеет ползун, с различными скоростями. На рис. 6 представлен характерный график зависимости нормальной контактной силы, действующей на колесо, при движении вагона со скоростью 20 м/с.

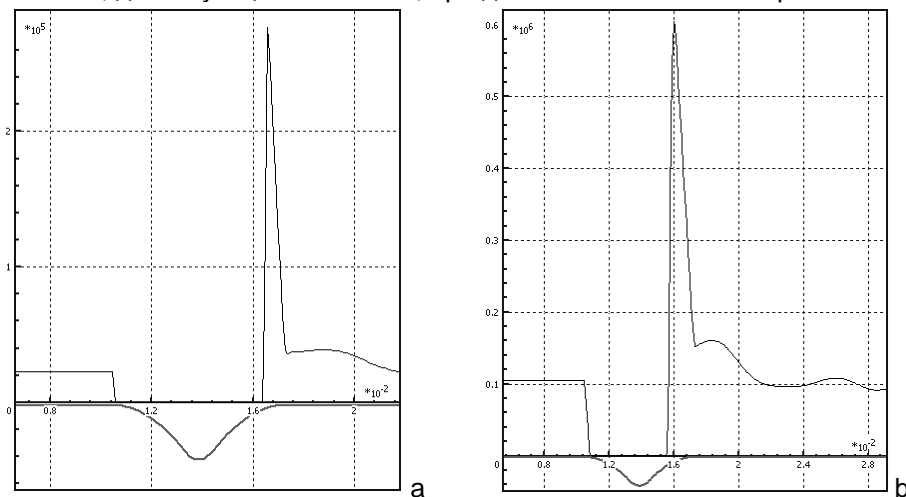


Рис. 6. Нормальная контактная сила при движении порожнего (а) и груженого (б) хоппера со скоростью 20 м/с

На рис. 6 и далее по оси ординат откладывалась нормальная сила, по оси абсцисс время движения. Для сравнения помимо графика силы ниже показан соответствующий профиль неровности в увеличенном масштабе. Как видно из графика движения порожнего вагона (рис. 6а), рассматриваемый дефект рельса и, соответственно, сам ползун при движении с данной скоростью являются относительно короткими неровностями. При этом колесо на начальном этапе утрачивает контакт с рельсом, и величина силы уменьшается до нуля. Затем следует удар, во время которого контактная сила возрастает многократно. В частности, при движении порожнего вагона с указанной скоростью контактная сила возрастает в 12,13 раза.

Аналогичный график для груженого хоппера (рис. 6б) показывает, что для данной скорости движения возрастание силы удара будет значительно меньше. В этом случае коэффициент динамичности равен 5,79. При этом график зависимости силы от времени является подобным предыдущему. Т.е. в начальный момент колесо утрачивает контакт с рельсом. А при выходе из неровности (ползуна) следует резкий удар. Отличие графиков только в том, что время, когда колесо для груженого вагона утрачивает контакт с рельсом, несколько меньше по сравнению с движением порожнего вагона.

Влияние скорости движения экипажа на динамику взаимодействия колеса и рельса может быть проанализировано с использованием табл. 1, в которой представлены зависимости величины максимальной контактной силы от скорости движения. Как можно видеть из приведенных данных, контактное взаимодействие для груженого и порожнего вагонов существенно отличаются. Очевидно, что для очень малых скоростей (до 2,5 м/с) значения коэффициента динамичности относительно малы. Но при возрастании скорости порожнего вагона до 5 м/с, величина коэффициента динамичности возрастает до значения 13,06. При этом в дальнейшем с возрастанием скорости движения вагона коэффициент динамичности несколько уменьшается. Для груженого вагона имеет место другая картина. С возрастанием скорости движения коэффициент динамичности растет. С чем связано отличие контактного взаимодействия колес и рельсов для порожнего и груженого вагонов? Ответ на этот вопрос может дать рис. 7, где представлены аналогичные зависимости для достаточно малой скорости (2 м/с).

Табл. 1

Влияние скорости движения вагона на динамическое взаимодействие рельса и колеса, имеющего ползун

Скорость движения вагона (м/с)	Величина максимальной силы в момент удара (кН)	
	Порожний хоппер	Груженный хоппер
Статическая нагрузка	22,8	104,5
1	136,1	251,3
2	170,2	316,4
5	297,8	367,2
10	271,3	620,6
20	276,6	604,9

Для порожнего вагона (рис. 7а) в отличие от аналогичного рис. 6а колесо утрачивает контакт с рельсом только в течение начального короткого времени. Во время восстановления контакта с рельсом имеет место первый удар. От его воздействия колесо снова подсакивает, утрачивая контакт с рельсом. По выходе из режима качения по ползуну следует еще один, несколько меньший удар. Движение колеса груженого вагона отличается от движения колеса порожнего вагона. Это колесо на начальном этапе качения по неровности не утрачивает контакт с рельсом, что существенно снижает динамику контактного взаимодействия. В начальный момент качения ползуна наступает некоторое снижение величины кон-

тактной силы, но она не становится равной нулю, и практически в нижней точке имеет место удар, динамический коэффициент для которого существенно меньше, чем в предыдущем случае. Следует короткий подскок колеса и вторичный удар значительно меньшей интенсивности. Таким образом, очевидно, что при движении более легкого (порожного) вагона колесу проще утратить контакт с рельсом при перекатывании ползуна. Следствием этого является повышенная динамика контактного взаимодействия, которая может негативно сказываться на материалах взаимодействующих тел. Очевидно, что материал рельсов, которые имеют высокую твердость, более чувствителен к ударным нагрузкам. Поэтому качество колес, имеющих ползуны, может привести к возникновению трещин, которые будут зарождаться в приконтактной зоне рельса.

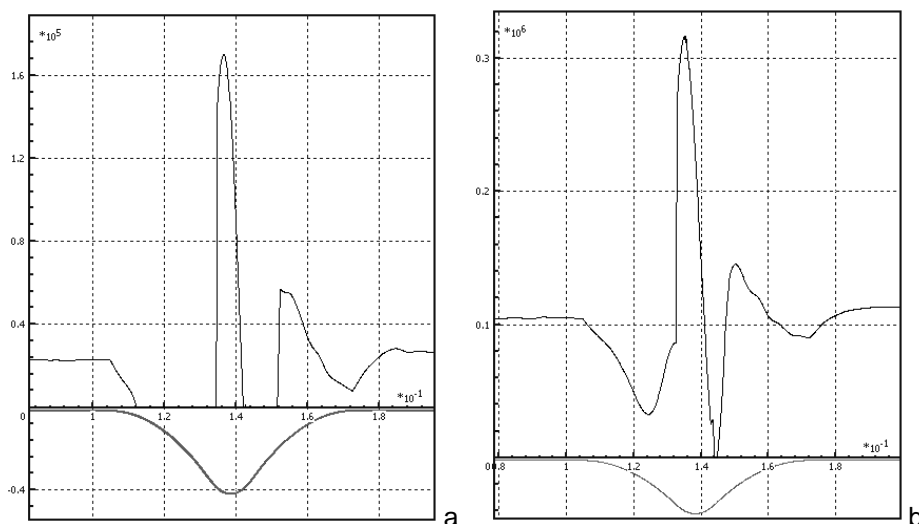


Рис. 7. Нормальная контактная сила при движении порожнего (а) и груженого (б) хоппера со скоростью 2 м/с

В качестве определенных выводов, полученных в результате проведенных исследований, следует отметить, что режимы движения порожних и груженых вагонов, у которых обнаружен ползун, должны существенно отличаться. Например, в инструкции [10] предписано в случае обнаружения сравнительно неглубокого ползуна (до 2 мм) у грузового вагона двигаться до ближайшего ПТО со скоростью не более 70 км/час. Если же глубина ползуна превышает 2 мм, то скорость должна быть резко ограничена (не более 15 км/час). Инструкции совершенно не учитывают, где обнаружен ползун, под порожним или груженым вагоном. При этом для порожнего вагона, как следует из табл. 1, при скорости 5 м/с (что близко к предписанным 15 км/час), коэффициент динамичности является максимальным. Таким образом, с учетом анализа динамического контактного взаимодействия рельсов и колес, имеющих ползуны, следует пересмотреть ряд ведомственных инструкций.

Список литературы

1. Суриков О.Н. Осторожно: ползуны! - Локомотив, №1 (613), 2008.
2. Trammer K. ASDEK z jasnego nieba. – Z biegiem szyn, Nr 2 (23), 2006.
3. Ларин В. Альтернатива. Дрожь Земли (Электровоз ВЛ-85). <http://automarket.su/2005/11/18/41alt.html>

4. Новиков В.Е. Заклинило! – Локомотив, №2 (614), 2008.
5. Wytyczne techniczno-eksploatacyjne urządzeń do wykrywania stanów awaryjnych taboru (Ie-3). Warszawa: PKP, 2005.
6. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм (ЦТ-329), МПС РФ. Москва: Транспорт, 1995.
7. Инструкция по осмотру, освидетельствованию, ремонту и формированию вагонных колесных пар (ЦВ/3429), МПС СССР. Москва: Транспорт, 1977.
8. Инструкция осмотрику вагонов (ЦВ-ЦЛ-408), МПС РФ. Москва: Транспорт, 1997.
9. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм. Зміна №1 до ВНД 32.0.07.001-2001: затв. наказ. Укрзалізниці №863-ЦЗ від 16.11.04 / Мінтранс України. Укрзалізниця. Гол. локомотив. госп. - Київ, 2004.
10. Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар: ЦВ-ЦЛ-0062 / Затв. та введ. в дію 01.04.2005. Наказ. Укрзалізниці №067-Ц. – Київ, 2006.
11. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems / Ed. A. Ślaskowski. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Ślaskiej, 2005.