

ТЕХНІЧНА СЕРІЯ

УДК 629.4.015
UDC 629.4.015

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ БОКОВОГО ОТНОСА КОЛЕСНОЙ ПАРЫ В ПРЯМЫХ УЧАСТКАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Вербицкий В.Г., доктор физико-математических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, Киев, Украина.

Молчанов В.Н., кандидат технических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, Киев, Украина.

Кульбовский И.И., кандидат технических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, Киев, Украина.

Твердомед В.Н., кандидат технических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, Киев, Украина.

НАБЛИЖЕНЕ ВИЗНАЧЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ БОКОВОГО ВІДНЕСЕННЯ КОЛІСНОЇ ПАРИ В ПРЯМИХ ДІЛЯНКАХ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІЇ

Вербицький В.Г., доктор фізико-математичних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, Київ, Україна

Молчанов В.М., кандидат технічних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, Київ, Україна

Кульбовський І.І., кандидат технічних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, Київ, Україна

Твердомед В.М., кандидат технічних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, Київ, Україна

APPROXIMATE DETERMINATION OF AUTO SIDE REFERS WHEELSET IN STRAIGHT SECTIONS OF RAILWAY TRACK

Verbickii V.G., Ph.D., Engineering (Dr.), State University for Transport Economy and Technologies, Kyiv, Ukraine.

Molchanov V.M., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, Kyiv, Ukraine.

Kulbovsky I.I., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, Kyiv, Ukraine.

Tverdomed V.M., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, Kyiv, Ukraine.

При рассмотрении вопросов взаимодействия пути и подвижного состава условия обеспечения безопасности движения поездов занимают первостепенное место, и зависит от многих составляющих как объективного, так и субъективного характера [1, 2]. Объективные факторы эксплуатационной безопасности железных дорог главным образом определяются динамическими качествами железнодорожного пути и подвижного состава. С повышением скоростей движения поездов еще больший интерес вызывает изучение течения динамических процессов в системе «экипаж-путь», которые при определенных условиях приводят к возникновению аварийных ситуаций, связанных со сходом подвижного состава с колеи [3, 4, 5].

Колебания вагонов в плане представляют собой сложный динамический процесс, особенностью которого есть то, что любой рельсовый экипаж является потенциальной автоколебательной системой. Это означает, что при определенных условиях, которые зависят от конструкции и параметров ходовых частей экипажа, его поступательное движение начинает сопровождаться автоколебаниями в горизонтальной плоскости. Причиной этого является неустойчивость движения колесных пар по рельсовой колее. Таким образом, в реальных условиях эксплуатации экипажей на автоколебания накладываются вынужденные колебания, вызванные горизонтальными неровностями пути. В результате этого может сложиться неблагоприятная ситуация, когда появляется вероятность схода колесных пар с рельсов [6, 7, 8].

Рассмотрим задачу о влиянии геометрии профиля колесной пары на поперечные автоколебания при движении по прямолинейному участку пути. Изменяющиеся в процессе износа

характеристики профиля (появление составляющей гравитационной жесткости в случае изношенного колеса) приведут к нарушению «симметрии» упругих характеристик в поперечном и продольном направлениях, что может сказаться на характеристиках автоколебаний и условиях мягкой-грубой потери устойчивости системы. Проведем анализ таких ситуаций (приведенные жесткости колесной пары в продольном и поперечном направлениях различны) [1].

Рассмотрим структурное представление исходной системы (1), отбросив нелинейные составляющие сил псевдоскольжения и дестабилизирующего момента сил гравитационной жесткости

$$\begin{cases} \ddot{y} + t_1 y + p\dot{y} + \alpha_4 y^3 = n\psi; \\ \ddot{\psi} + t_2 \psi + p\dot{\psi} + \alpha_3 \psi^3 = -\tilde{m}y, \end{cases} \quad (1)$$

наличие нелинейных членов $\alpha_3 y^3$, $\alpha_4 y^3$ обусловлено «геометрией» профиля колеса

$$(\alpha_3 = 2 \frac{dk_1 k_{r3}}{Jr_0}; \quad \alpha_4 = 8 \frac{P_1 k_{r4}}{m}).$$

Полагая, что правая часть первого уравнения системы (1) играет роль периодического возмущения с неизвестной амплитудой и частотой

$$\psi = P_0 \sin(\omega t + \alpha),$$

периодический отклик будем искать в виде $y = A \sin \omega t$ (определению подлежат величины P_0 , ω , α , A). В характерные моменты времени фазовые переменные и их производные принимают значения

$$\begin{aligned} \omega t = \pi/2: \quad & y = A; \quad \dot{y} = 0; \quad \ddot{y} = -A\omega^2; \\ & \psi = P_0 \cos \alpha; \quad \dot{\psi} = -P_0 \omega \sin \alpha; \quad \ddot{\psi} = -P_0 \omega^2 \cos \alpha; \\ \omega t = 0: \quad & y = 0; \quad \dot{y} = A\omega; \quad \ddot{y} = 0; \\ & \psi = P_0 \sin \alpha; \quad \dot{\psi} = P_0 \omega \cos \alpha; \quad \ddot{\psi} = -P_0 \omega^2 \sin \alpha. \end{aligned}$$

Для определения параметров автоколебательного режима имеем систему

$$\begin{cases} -a\omega^2 + t_1 a - nP_0 \cos \alpha + \alpha_4 a^3 = 0; \\ -P_0 \omega^2 \cos \alpha + t_2 P_0 \cos \alpha - pP_0 \omega \sin \alpha + \tilde{m}a + \alpha_3 a^3 = 0; \\ pa\omega = nP_0 \sin \alpha; \\ -P_0 \omega^2 \sin \alpha + t_2 P_0 \sin \alpha + pP_0 \omega \cos \alpha = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Из двух последних уравнений следует:

$$\begin{cases} P_0 \sin \alpha = \frac{pa\omega}{n}; \\ P_0 \cos \alpha = \frac{a(\omega^2 - t_2)}{n}. \end{cases}$$

После исключения неизвестных P_0, α из первых двух уравнений системы (2) получим два соотношения, которые связывают между собой усредненную частоту периодического решения и его амплитуду:

$$\begin{cases} \omega^2 = \frac{1}{2}(t_1 + t_2 + \alpha_4 a^2); \\ (\omega^2 - t_2)^2 + p^2 \omega_2 = \tilde{m}n + \alpha_3 n a^2. \end{cases}$$

Квадрат амплитуды определяется из квадратного уравнения

$$\tilde{m}n + \alpha_3 n a^2 = \frac{1}{4}[(t_1 - t_2) + \alpha_4 a^2]^2 + \frac{p^2}{2}[(t_1 + t_2) + \alpha_4 a^2]. \quad (3)$$

Приближенное решение (в предположении, что $a^2 \ll 1$) будет иметь вид (для случая $J = md^2$: $p = \frac{2 \cdot k_1}{m \cdot v}$, $n = \frac{2 \cdot k_1}{m}$, $\tilde{m} = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_{r1}}{m \cdot d \cdot r_0}$)

$$a^2 = \frac{8 \frac{k_1^2 k_{r1}}{m^2 d r_0} - \frac{1}{2} \delta^2 - 8 \frac{t_s k_1^2}{m^2 v^2}}{\alpha_4 (4 \frac{k_1^2}{m^2 v^2} + \delta) - 4 \frac{k_1 \alpha_3}{m}}, \quad (4)$$

где

$$\begin{cases} t_s = \frac{t_1 + t_2}{2}; \\ \delta = t_1 - t_2. \end{cases}$$

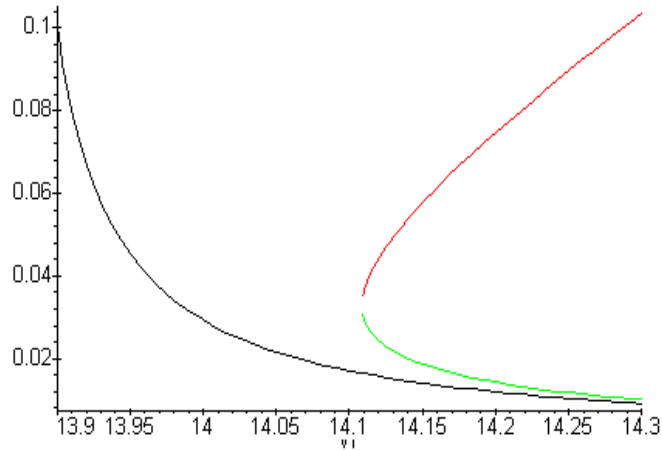
Приближенное соотношение (4) дает возможность определить условия существования периодического решения системы (1). Пусть v_{kp} - значение скорости, которая определяется из условия $a^2 = 0$ (v_{kp} совпадает с критической скоростью прямолинейного движения), а v_{kp}^* - из условия $a^2 = \infty$. Если $v > v_{kp}$, то периодическое решение существует при условии

$$\frac{\alpha_4}{\alpha_3} > 4 \frac{k_1 m v_{kp}^2}{4k_1^2 + \delta m^2 v_{kp}^2}$$

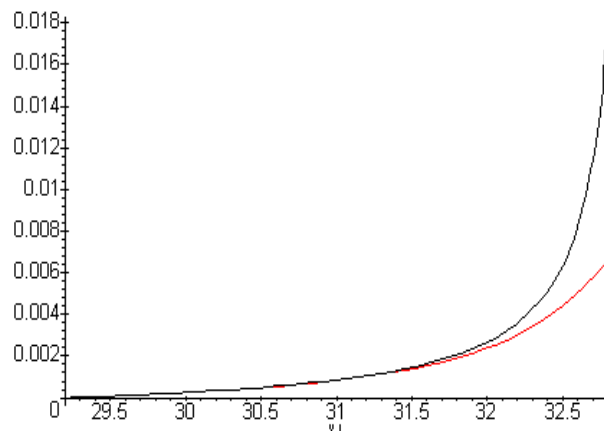
(мягкая потеря устойчивости), или $v_{kp}^* > v_{kp}$ (рис. 1, б); при нарушении этого условия (жесткая потеря устойчивости) периодическое решение существует при $v < v_{kp}$ (рис. 1, а).

При точном определении квадрата амплитуды из уравнения (3) величина v_{kp}^* уже не будет определять асимптоту (рис. 1, а, б). При мягкой потере устойчивости амплитудная кривая проходит ниже “приближенной”, сохраняя качественный характер последней; при жесткой потере - проходит выше “приближенной”, но приобретает качественно новый характер рис. 1, а (появляется точка поворота). Точка поворота распределяет амплитудную кривую на две части: первая отвечает неустойчивым автоколебаниям; вторая - устойчивым. Поэтому при определенных докритических скоростях существует два предельных цикла (внутренний неустойчивый, внешний устойчивый), а при закритической скорости лишь один устойчивый (как и в случае мягкой потери устойчивости рис.3.3.1, б, но амплитуда автоколебаний при этом значительно больше чем в случае мягкой потери устойчивости).

Ч а с т н ы й с л у ч а й ($t_1=t_2=t$).



а



б

Рисунок 1 – К определению условия существования периодического решения системы

Пусть параметр t определяется только гравитационной жесткостью, которая порождена квадратичным членом в зависимости $\Delta r_i(v)$ ($t = \frac{4P \cdot k_{r2}}{m}$), тогда в малой окрестности критической скорости прямолинейного движения амплитуда автоколебаний определяется простым соотношением

$$a^2 = \frac{k_{r1}(v^2 - v_{кр}^2)}{k_{r3}(v_{кр}^{*2} - v^2)}; v_{кр}^2 = \frac{t \cdot d \cdot r_0}{k_{r1}} = \frac{t \cdot d \cdot r_0}{\gamma}; v_{кр}^{*2} = \frac{4P \cdot k_{r4} \cdot d \cdot r_0}{m \cdot k_{r3}}.$$

Условием мягкой потери устойчивости при $v = v_{кр}$ будет

$$\frac{\alpha_4}{\alpha_3} > \frac{mv_{кр}^2}{k_1} \Rightarrow \frac{k_{r4}}{k_{r3}} > \frac{k_{r2}}{k_{r1}}. \quad (5)$$

Таким образом, при указанных ограничениях на параметры системы, характер потери устойчивости (мягкий или жесткий) обусловлен лишь геометрией профиля колеса.

Из анализа нелинейной модели движения колесной пары определено влияние параметров нелинейного профиля (коэффициентов полинома 4-й степени, определяющего изменение радиуса катания при поперечном смещении колесной пары относительно нейтрального положения):

коэффициенты при линейном и квадратичном мономах определяют критическую скорость прямолинейного движения колесной пары; два других коэффициента определяют амплитуды возникающих автоколебаний и размеры области устойчивости невозмущенного движения.

Представленные зависимости в дальнейшем также могут быть использованы для определения критериев устойчивости подвижного состава против накатывания гребней колес на рельсы.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Вербицкий В. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути: Монография / В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко, М. Ситаж. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 255 с. – ISBN 987-966-335-056-1
2. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, Ф. Я. Коган М., Транспорт, 1986. 559 с.
3. Бромберг Е. М. Взаимодействие пути и подвижного состава / Е. М. Бромберг, М. Ф. Вериго, В. Н. Данилов, М. А. Фришман. – М.: Трансжелдориздат, 1956. – 280 с.
4. Дьомін Ю. В. Основи динаміки вагонів / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк : Навч. посібник. – К. : КУЕТТ, 2003. – 269 с.
5. Лазарян В. А. Вынужденные колебания вагонов при движении по периодическим неровностям пути / В. А. Лазарян, В. Д. Данович, Л. А. Манашкин // Тр. ДИИТ. – 1969. – Вып. 99. – М.: Транспорт. – С.26-31.
6. Лазарян В.А. Вынужденные колебания четырехосного вагона, движущегося по инерционному пути / В.А. Лазарян, Р.В. Грановский, В.Д. Данович, Р.С. Липовский //Исследования взаимодействия пути и подвижного состава: Труды ДИИТ. – Вып. 117. – Днепропетровск, 1970. – С. 3 – 15.
7. Кудрявцев Н. Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов / Н. Н. Кудрявцев // Тр. ВНИИЖТ, вып. 287, М., 1965.
8. Крысанов Л. Г. Эксплуатационные характеристики колесных пар грузовых вагонов // Железнодорожный транспорт. –1970. – №2. – С. 58-61.

REFERENCES

1. Introduction to the theory of stability of wheel carriage and track: monograph [VG Verbickii, Novak A. Danilenko E.I., Sitazh M.] Moscow, "Weber", Katowice, Kiev, 2007. 255.
2. Verigo M.F. Interaction track and rolling stock, Transport, 1986. 559 p.
3. Bromberg E.M. interaction of track and rolling stock / E.M. Bromberg, M.F. Verigo V.N. Danilov, M.A. Frishman. M.: Transzheldorizdat, 1956. 280.
4. Demin Yu. Basics dynamics wagons: Teach. Guide. K.: KUETT, 2003. 269 p.
5. Lazarian V.A. Forced vibrations of cars when driving on uneven periodic path Proc. DTIS. 1969. Issue. 99. M.: Transport. P.26-31.
6. Lazarian V.A. Forced oscillations of a four-car moving on inertial path. Interaction studies track and rolling stock: Proceedings of the DTIS. Issue. 117. Dnepropetrovsk, 1970. Pp. 3 15.
7. N.N. Kudryavtsev study the dynamics of mass neobressorenyh wagons. Proc. VNIIZhT, vol. 287, Moscow, 1965.
8. Krysanov L.G. Performance wheelsets freight wagons. Rail. 1970. № 2. S. 58-61.

РЕФЕРАТ

Вербицкий В.Г. Приближенное определение автоколебаний бокового отбоя колесной пары в прямых участках железнодорожного пути. / В.Г. Вербицкий В.Г., В.Н. Молчанов, И.И. Кульбовский, В.Н. Твердомед // Управление проектами, системный анализ и логистика. – К.: НТУ – 2013. Вып. 11.

В статье рассмотрено влияние геометрии профиля колесной пары на поперечные автоколебания при движении по прямолинейному участку пути.

Объект исследования – взаимодействие колесной пары и железнодорожного пути.

Цель работы – определения влияния геометрии профиля колесной пары на поперечные автоколебания при движении по прямолинейному участку железнодорожного пути.

Метод исследования – теоретическое дифференциальное описание движение колесной пары по железнодорожному пути.

Из анализа нелинейной модели движения колесной пары определено влияние параметров нелинейного профиля (коэффициентов полинома 4-й степени, определяющего изменение радиуса катания при поперечном смещении колесной пары относительно нейтрального положения):

коэффициенты при линейном и квадратичном мономах определяют критическую скорость прямолинейного движения колесной пары; два других коэффициента определяют амплитуды возникающих автоколебаний и размеры области устойчивости невозмущенного движения.

Результаты статьи могут быть внедрены при определении допустимой скорости движения поезда в зависимости от профиля колесной пары и износа рельсов.

Прогнозные предложения о развитии объекта исследования – поиск оптимальных условий взаимодействия колесных пар и железнодорожного пути.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПУТЬ, КОЛЕСНАЯ ПАРА, КРИТИЧЕСКУЮ СКОРОСТЬ, НЕВОЗМУЩЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ.

РЕФЕРАТ

Вербицкий В.Г. Наближене визначення автоколивань бокового віднесення колісної пари в прямих ділянках залізничної колії. / В.Г. Вербицкий, В.М. Молчанов, І.І. Кульбовський, В.М. Твердомед // Управління проектами, системний аналіз і логістика. - К.: НТУ - 2013. Вип. 11.

У статті розглянуто вплив геометрії профілю колісної пари на поперечні автоколивання при русі за прямолінійним ділянці залізничної колії.

Об'єкт дослідження - взаємодія колісної пари і залізничної колії.

Мета роботи - визначення вплив геометрії профілю колісної пари на поперечні автоколивання при русі по прямолінійним ділянці залізничної колії.

Метод дослідження - теоретичний диференціальний опис рух колісної пари по залізничній колії.

З аналізу нелінійної моделі руху колісної пари визначено вплив параметрів нелінійного профілю (коефіцієнтів полінома 4-го ступеня, що визначає зміну радіусу катання при поперечному зсуві колісної пари щодо нейтрального положення): коефіцієнти при лінійному і квадратичному мономах визначають критичну швидкість прямолінійного руху колісної пари; два інших коефіцієнта визначають амплітуди виникаючих автоколивань і розміри області стійкості невозмущеного руху.

Результати статті можуть бути впроваджені при визначенні допустимої швидкості руху поїзда залежно від профілю колісної пари і зносу рейок.

Прогнозні пропозиції про розвиток об'єкта дослідження - пошук оптимальних умов взаємодії колісних пар і залізничної колії.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ, КОЛІСНА ПАРА, КРИТИЧНА ШВИДКІСТЬ, НЕЗБУРЕНИХ РУХ.

ABSTRACT

Verbickii V.G., Molchanov V.M., Kulbovsky I.I., Tverdomed V.M. Approximate determination of the self-oscillation of the wheelset lateral refers to straight sections of railway track. Management of project, system analysis and logistics. Kyiv. National Transport University. 2013. Vol. 11.

The article discusses the impact of the profile geometry wheelset on transverse oscillations when driving along a straight track section.

Object of research - the interaction of wheel and rail track betting.

Purpose - to determine the influence of the profile geometry wheelset on transverse oscillations when driving on the straight section of railway track.

Method of research - theoretical description of the differential movement of the wheelset on railway track.

From the analysis of the nonlinear model of the motion of the wheelset determined the effect of parameters of the nonlinear profile (coefficients of the polynomial of degree 4, which determines the change in the radius riding transverse displacement of the wheelset relative to the neutral position): the coefficients of the linear and quadratic monomials determine the critical speed of rectilinear motion of the wheelset and two others determine the coefficient of self-oscillation amplitude and emerging dimensions of the stability of the unperturbed motion.

Our results may be incorporated in determining the permissible speed trains depending on the profile of the wheelset and rail wear.

Forward-looking proposals for the development of object of research - the search for optimal conditions for interaction wheelsets and railway.

KEYWORDS: Track, Wheel set, the critical speed of the unperturbed motion.

АВТОРЫ:

Вербицкий Владимир Григорьевич, доктор физико-математических наук, профессор, Государственный экономико-технологический университет транспорта, профессор кафедры железнодорожного пути и путевого хозяйства. e-mail: oxsi@bigmir.net, тел. 044 591-51-47, Украина, г. Киев, ул. Н. Лукашевича 19, к. 212.

Молчанов Виталий Николаевич, кандидат технических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, доцент кафедры железнодорожного пути и путевого хозяйства. e-mail: vit_molch@mail.ru, тел. 044 591-51-47, Украина, г. Киев, ул. Н. Лукашевича 19, к. 212.

Кульбовский Иван Иванович, кандидат технических наук, Государственный экономико-технологический университет транспорта, доцент кафедры строительных конструкций и сооружений. e-mail: tverdomed@ukr.net, тел. 044 591-51-11, Украина, г. Киев, ул. Н. Лукашевича 19, к. 111.

Твердомед Владимир Николаевич, кандидат технических наук, доцент, Государственный экономико-технологический университет транспорта, доцент кафедры железнодорожного пути и путевого хозяйства. e-mail: tverdomed@ukr.net, тел. 044 591-51-47, Украина, г. Киев, ул. Н. Лукашевича 19, к. 212.

АВТОРИ:

Вербицкий Володимир Григорович, доктор фізико-математичних наук, професор, Державний економіко-технологічний університет транспорту, професор кафедри залізничної колії та колійного господарства. e-mail: oxsi@bigmir.net, тел. 044 591-51-47, Україна, м. Київ, вул. М. Лукашевича 19, к. 212.

Молчанов Віталій Миколайович, кандидат технічних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, доцент кафедри залізничної колії та колійного господарства. e-mail: vit_molch@mail.ru, тел. 044 591-51-47, Україна, м. Київ, вул. М. Лукашевича 19, к. 212.

Кульбовський Іван Іванович, кандидат технічних наук, Державний економіко-технологічний університет транспорту, доцент кафедри будівельних конструкцій та споруд. e-mail: vit_molch@mail.ru, тел. 044 591-51-11, Україна, м. Київ, вул. М. Лукашевича 19, к. 111.

Твердомед Володимир Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, Державний економіко-технологічний університет транспорту, доцент кафедри залізничної колії та колійного господарства. e-mail: tverdomed@ukr.net, тел. 044 591-51-47, Україна, м. Київ, вул. М. Лукашевича 19, к. 212.

AUTHOR:

Verbickii V.G., Ph.D., Engineering (Dr.), associate professor, State University for Transport Economy and Technologies, associate professor department of Railway track and track facilities, e-mail: oxsi@bigmir.net, tel. 044 591-51-47 Kyiv, Ukraine, Lukacheviha str. 19, of 212.

Molchanov V.M., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, associate professor department of Railway track and track facilities, e-mail: vit_molch@mail.ru, tel. 044 591-51-47 Kyiv, Ukraine, Lukacheviha str. 19, of 212.

Kulbovsky I.I., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, associate professor department of constructions and installations, e-mail: tverdomed@ukr.net, tel. 044 591-51-11 Kyiv, Ukraine, Lukacheviha str. 19, of 111.

Tverdomed V.M., Ph.D., State University for Transport Economy and Technologies, associate professor department of Railway track and track facilities, e-mail: tverdomed@ukr.net, tel. 044 591-51-47 Kyiv, Ukraine, Lukacheviha str. 19, of 212.

РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Косарчук В.В., доктор технических наук, профессор, Государственный экономико-технологический университет транспорта, заведующий кафедрой теоретической и прикладной механики. Украина, г. Киев.

Савенко В.Я., доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, заведующий кафедрой строительство и эксплуатация дорог. Украина, г. Киев.

REVIEWER:

Cosarciuc V.V., Ph.D., Engineering (Dr.), associate professor, State University for Transport Economy and Technologies, chair of theoretical and applied mechanics. Ukraine, Kiev.

Savenko VY, Ph.D., Engineering (Dr.), associate professor, National Transport University, head of department of construction and maintenance. Ukraine, Kiev.