

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.463.077-592-52

doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-53-59

ВЫХОД ШТОКА ТОРМОЗНОГО ЦИЛИНДРА РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВОЗОВ

Владимир Владимирович Синицын^{1✉}, Роман Богданович Гапчин²

^{1,2} «ТМХ Инжиниринг» ОП в г. Брянск «Конструкторское бюро «Локомотивы», Брянск, Россия

¹ universalmasch@yandex.ru, v.sinitsin@tmh-eng.ru

² r.gapchin@tmh-eng.ru

Аннотация

Целью исследования является разработка методики расчета выхода штока тормозного цилиндра тепловоза. Величина выхода штока тормозного цилиндра тепловоза в настоящее время не регламентируется, при этом параметр подлежит контролю и должен согласовываться с зазорами между колодкой и бандажом. Его расчет подразумевает учет давления в цилиндре, диаметра цилиндра, передаточного отношения рычажной передачи, зазоров между колодкой и бандажом, а также упругой деформации системы. Методика определения последней составляющей в настоящее время отсутствует, что не позволяет производить обоснованный выбор тормозного цилиндра на этапе проектирования. Кроме того, повышенный износ колодок, например, на крутом затяжном спуске, может привести к нехватке выхода штока. Показано, что в эксплуатации возможны значительные превышения нормативных значений. Таким образом выход штока тормозного цилиндра тепловоза является важным, влияющим на безопасность движения параметром. Разработка методики его расчета актуальна.

Отмечается, что значительный вклад в упругую составляющую имеют износоустойчивые втул-

ки шарнирных соединений рычажной передачи, выполненные из спеченных материалов на основе железа. При этом расчет втулок и представляет наибольшую сложность.

В качестве прототипа для методики расчета упругой составляющей выхода штока был выбран вариант методики, включающий расчет упругой деформации рычагов и тяг, а также износоустойчивых втулок с помощью решения контактной задачи радиального внедрения оси в стенку втулки. Эта методика была доработана с учетом особенностей рычажной передачи.

Был выполнен расчет выхода штока для варианта рычажной передачи тележки магистрального тепловоза. В настоящее время для него получены опытные данные по упругой составляющей выхода штока, что позволило оценить результаты расчета. Расчет выхода штока показал хорошее соответствие с опытными замерами. Методика может применяться для подбора соответствующих тормозных цилиндров рычажной передачи тепловозов.

Ключевые слова: выход штока, тепловоз, рычажная передача, деформация, втулка.

Ссылка для цитирования:

Синицын В.В. Выход штока тормозного цилиндра рычажной передачи тепловозов / В.В. Синицын, Р.Б. Гапчин // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 02. – С. 53 – 59. doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-53-59.

Original article

Open Access Article

THE EXTENSION OF THE BRAKE CYLINDER ROD OF DIESEL LOCOMOTIVE LEVER TRANSMISSIONS

Vladimir Vladimirovich Sinitsyn^{1✉}, Roman Bogdanovich Gapchin²

^{1,2} TMH Engineering in Bryansk design bureau Locomotives, Bryansk, Russia

¹ universalmasch@yandex.ru, v.sinitsin@tmh-eng.ru

² r.gapchin@tmh-eng.ru

Abstract

The study objective is to develop a method for calculating the extension of the brake cylinder rod of a diesel locomotive. The extension value of the loco-

otive brake cylinder rod is currently not regulated, while the parameter is subject to control and must be consistent with the gaps between the brake shoe and the

tyre. Its calculation involves taking into account the pressure in the cylinder, the cylinder diameter, the gear ratio of the lever transmission, the gaps between the shoe and the tyre, as well as the elastic deformation of the system. Currently, there is no method for determining the latter component, and this does not allow for a grounded choice of the brake cylinder at the design stage. In addition, increased wear of the brake shoes, for example, on a steep long descent, can lead to an insufficient rod extension. It is shown that significant exceedances of standard values are possible in operation. Thus, the extension of the brake cylinder rod of a diesel locomotive is an important parameter affecting traffic safety. The development of its calculation method is relevant.

It should be noted, that a significant contribution to the elastic component is made by wear-resistant bushings of lever transmission joints made of sintered iron-based materials. At the same time, the calculation of bushings is the most difficult.

Reference for citing:

Sinityn VV, Gapchin RB The extension of the brake cylinder rod of diesel locomotive lever transmissions. Transport Engineering. 2023; 2:53-59. doi: 10.30987/2782-5957-2023-2-53-59.

Введение

В эксплуатационной и конструкторской документации приведена величина выхода штока тормозного цилиндра и зазоры между колодкой и бандажом. Обе величины подлежат регулировке в процессе технического обслуживания тормозов перед выходом локомотива на дорогу.

При этом нормативная величина зазора оговорена в ОСТ 32.58-96 «Передачи рычажные тормозные локомотивов. Технические требования» и нормируется в ГОСТ 34625-2019 «Передачи рычажные тормозные тягового подвижного состава» Общие технические условия.

Величина выхода штока в настоящее время не регламентируется. Этот параметр подлежит контролю и должен согласовываться с зазорами между колодкой и бандажом, однако на сегодняшний день расчетными методами этот вопрос не решен. Это усложняет выбор тормозного цилиндра. Правильный подбор цилиндра на этапе проектирования тележки упорядочит сроки проектирования и его качество.

В определенных случаях он влияет на безопасность движения. Нехватка хода штока при движении локомотива на крутом затяжном спуске, когда происходит постоянный износ колодок и регулятор выхода штока (при наличии), не включает-

ся в работу, может приводить к упиранию поршня в крышку цилиндра и выключению тормоза. В качестве примера можно привести рычажную передачу локомотива, имеющую передаточное отношение рычажной передачи 8,2 и тормозной цилиндр 670ВТУ 3184-503-05744521-95. Выход штока 65-80 мм. Этот цилиндр имеет максимальный полный выход штока 100 мм. Запас хода 20...35 мм.

В работе [1] приведены расчетные данные по износам чугунных колодок «при движении поезда со скоростями 40 и 50 км/ч по затяжному спуску крутизной 25 ‰ и длиной 20 км при нагрузке на колесо 100 кН. Износ колодки составляет 9,8 и 14,7 мм соответственно». Если ориентироваться на эти данные, увеличение выхода штока тормозного цилиндра рассматриваемого тепловоза должно составлять 80-120 мм, что существенно превышает запас хода поршня. Однако при движении по спуску, локомотив имеет возможность периодически осуществлять отпуск, и, тем самым, позволяет регулятору срабатывать, что при правильной регулировке выхода штока должно сохранять запас хода.

Keywords: rod extension, diesel locomotive, lever transmission, deformation, bushing.

Рычажная передача другого локомотива имеет установочный выход штока цилиндра тормозного 553 ТУ 3184-555-

05744521-2013 – 55 мм, максимальный эксплуатационный – 100 мм, передаточное отношение 6,6, при этом регулятор отсутствует. При движении по спуску за счет указанного выше износа колодок, дополнительный выход штока составит 64-97 мм, что предполагает превышение макси-

Методика расчета упругой составляющей выхода штока

Величина выхода штока определяется в зависимости от давления в цилиндре, диаметра цилиндра, передаточного отношения, зазоров между колодкой и бандажом, а также упругой деформации тормозной системы. Согласно проведенным опытным работам, упругая составляющая выхода штока для одного из магистральных тепловозов составляет около 22...34 % от полного выхода. Упругая составляющая представляет собой величины изгибов рычагов, растяжений тяг, умноженных на соответствующие передаточные числа. Кроме того, значительные деформации испытывают износоустойчивые втулки, произведенные из спеченных материалов на основе железа [2].

В рычажной передаче применены втулки из стали, втулки из спеченных материалов СПЛ по ОСТ 24.151.07-90 и ТУ 32 ЦВ 2031-89, а именно СПЛ 30,2, СПЛ 40,2, СПЛ 50,2, а также чертежные втулки из спеченного материала по ГОСТ 26802-86, имеющего близкие химический состав и механические характеристики с материалом втулок СПЛ.

Учет упругой составляющей, вызванной изгибами рычагов, имеющих достаточно сложную пространственную конструкцию выполнялись с помощью МКЭ.

Как приоритетный, рассматривался расчетный способ определения деформаций втулок. Рассматривались возможные расчетные методики [3] и [4]. Методические рекомендации [3] подразумевают необходимость таких исходных данных для втулок, как модуль упругости материала (E) и коэффициент Пуассона (μ) для втулки и вала. В технических условиях на втулки и ГОСТ 26802-86 такие характеристики не приведены. В [4] приведен упрощенный линеаризованный график радиального внедрения оси во втулку со ссыл-

мального эксплуатационного выхода штока как минимум на 19 мм.

Таким образом, контроль параметра выхода штока позволяет правильно подобрать тормозной цилиндр на этапе проектирования и учесть возможные риски при его эксплуатации.

кой на результаты испытаний втулок СПЛ 30,2×11 и решение контактной задачи радиального внедрения оси во втулку, позволяющее использовать часть информации экспериментального графика [2]. Этот подход более удобен для нахождения упругой деформации втулок тележки тепловоза.

В связи с чем производилась оценка возможности применения расчетных методов (решения контактной задачи) для определения упругой составляющей выхода штока с учетом результатов натурных замеров для рычажной передачи магистрального тепловоза.

Формула (1) определена исходя из линеаризованного участка экспериментального графика зависимости радиальной деформации от усилия на валик (ось) в пределах действующих усилий 10...50 кН на втулку высотой 10 мм (экспериментальный график приведен в [2]).

Радиальная податливость для втулок СПЛ 30,2, мм [4]

$$\lambda_B = 0,2 + \frac{0,14P}{l_B}, \quad (1)$$

где P – усилие, действующее на втулку, кН; l_B – рабочая длина втулки (без фасок).

Все последующие формулы определяются исходя из расчетных графиков радиального внедрения цилиндрической поверхности валика во внутреннюю поверхность втулки. Построение графика для втулок и СПЛ 40,2, СПЛ 50,2, а также чертежной втулки осуществлялось при помощи решения контактной задачи радиального внедрения валика (оси) во втулку.

Радиальная податливость для втулок СПЛ 40,2, мм [4]

$$\lambda_B = 0,2005 + \frac{0,1046P}{l_B}. \quad (2)$$

В соответствии с решением контактной задачи, для втулок СПЛ 50,2 получена следующая формула:

$$\lambda_B = 0,2008 + \frac{0,083P}{l_B}. \quad (3)$$

Для чертежной втулки получено следующее выражение:

$$\lambda_B = 0,2772 + \frac{0,083P}{l_B}. \quad (4)$$

На рис. 1 показаны графики зависимости радиальной деформации втулки от усилия на оси.

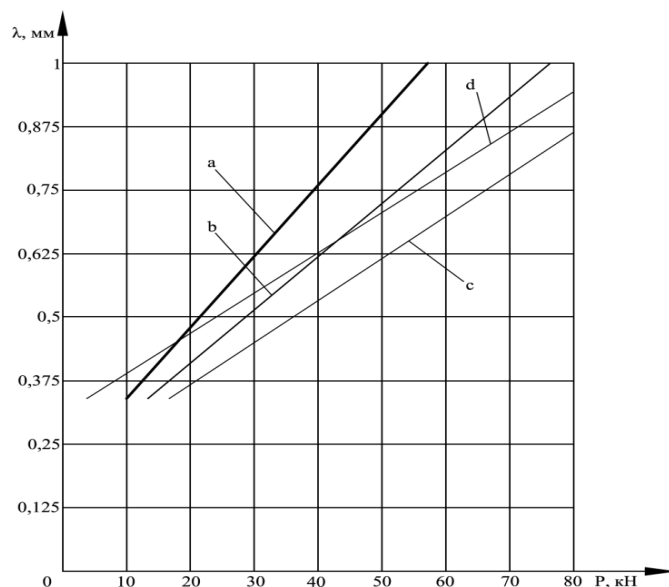


Рис. 1. Графики зависимости радиальной деформации втулки от усилия на оси для втулок: a – СПЛ 30,2; b – СПЛ 40,2; c – СПЛ 50,2; d – чертежной из спеченных материалов на основе железа
 Fig. 1. Diagrams of the radial bushing deformation against the axle force: a – SPL 30.2; b – SPL 40.2; c – SPL 50.2; d – drawing made of sintered iron-based materials

Расчет упругой составляющей осуществляется по следующему алгоритму:

1. Производится расчет тормоза. При этом для нахождения максимального выхода штока учитывается максимально возможное давление в цилиндре. Определя-

ются усилия в шарнирных соединениях рычажной передачи P_n .

2. Для удобства расчета, деформации и перемещения вызванные податливостью втулок суммируются в средней части рычагов, в соответствии со схемой на рис. 2 и формулой (5):

$$\Delta_{рв} = \lambda_{в1}(P_1) + \lambda_{в2}(P_2) \frac{b}{a+b} + \lambda_{в3}(P_3) \frac{a}{a+b}, \quad (5)$$

где λ_B – радиальная податливость соответствующих втулок в рычаге.

К значениям величин $\Delta_{рв}$ также могут быть приведены $\Delta_{кв}$ – значение податливости втулок в кронштейнах крепления и $\Delta_{тв}$ – перемещения в тягах.

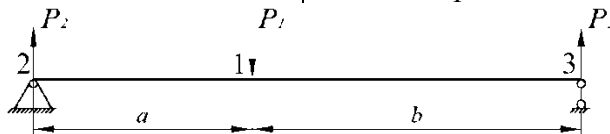


Рис. 2. Схема действия усилий на рычаге
 Fig. 2. Diagram of forces on the lever

3. Величины $\Delta_{рв}$, $(\Delta_{кв}, \Delta_{тв})$ умножаются на соответствующие передаточные отношения и суммируются.

4. Для учета деформаций изгибов рычагов, деформаций растяжения тяговых элементов в упругом выходе штока произ-

водится расчет перемещения выхода штока по МКЭ – Δ_p .

Расчетные упругие составляющие, приведенные к штоку цилиндра ($l_{шт.уn}$) для втулок и результаты расчета по МКЭ (Δ_p) суммируются ($l_{шт.у}$).

Результаты расчета выхода штока тормозного цилиндра магистрального тепловоза

Проведенные натурные измерения показали, что средняя величина упругой составляющей выхода штока, измеренная на тормозных цилиндрах шести колесных пар тепловоза при давлении в цилиндрах $P_{ц} = 0,37$ МПа составляет $l_{шт.э} = 9,75$ мм. В штоке запрессована втулка из стали.

Расчеты упругой деформации рычажной системы и износоустойчивых втулок, приведенной к штоку цилиндра производятся на основании схемы рычажной передачи, изображенной на рис. 3.

1. Расчет усилий в узлах.

Исходные данные: плечи рычагов: a, b, c, d, e, f ; давление в цилиндре $P_{ц} = 0,37$ МПа; площадь поршня цилиндра $S = 50645$ мм²; КПД цилиндра $\eta_{ц} = 0,98$; КПД рычажной передачи $\eta_{п} = 0,9$; усилие отпущенной пружины цилиндра $F_{п} = 1565$ Н (1,56 кН).

Усилие на штоке определяется на основе формулы для определения «силы нажатия тормозных колодок» [5]:

$$P_{шт} = (SP_{ц}\eta_{ц} - F_{п})\eta; \quad P_{шт} = 15118 \text{ Н (15,1 кН)}.$$

Усилия в шарнирных соединениях

$$P_1 = \frac{P_{шт} f c + d}{e}; \quad P_1 = 36,15 \text{ кН}.$$

$$P_2 = \frac{P_{шт} f d}{e c}; \quad P_2 = 20,14 \text{ кН}.$$

$$P_3 = \frac{P_{шт} f}{e}; \quad P_3 = 16 \text{ кН}.$$

$$P_4 = \frac{P_{шт} (f + e)}{e}; \quad P_4 = 31,1 \text{ кН}.$$

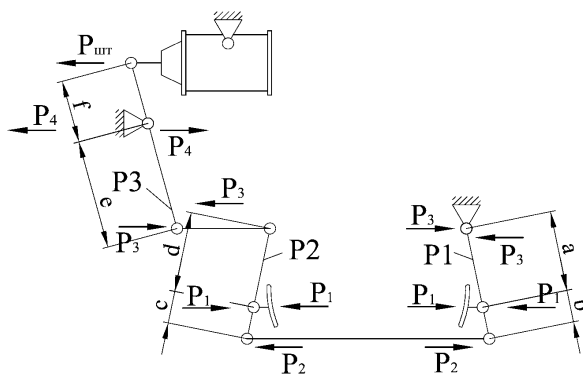


Рис. 3. Схема рычажной передачи тепловоза
Fig. 3. Diagram of the locomotive lever transmission

2. Расчет упругой деформации втулок, приведенной к штоку.

2.1 Перемещения рычага P_1 – $(\Delta_{рв1})$ и деформации втулок определяются на основании формулы 5 и рис. 2 и 3.

Необходимо учесть, что сила P_1 действует на втулку СПЛ 50,2×31 в рычаге и на 2 параллельно работающие втулки СПЛ 50,2×20 в башмаке; сила P_2 действует на 2 параллельно работающие втулки СПЛ

40,2×19 в рычаге и втулку СПЛ 40,2×29 в тяге; сила P_3 действует на втулку СПЛ 40,2×29 в рычаге. При этом упругая составляющая выхода штока, вызванная перемещением в рычаге от податливости втулок, умноженная на соответствующее передаточное отношение, составляет:

$$l_{шт.у1} = 2,4 \text{ мм}$$

2.2. Перемещения рычага P_2 – $(\Delta_{рв2})$ и деформации втулок определяются на осно-

вании формулы 5, рис. 2 и 3. Упругая составляющая выхода штока, вызванная данным перемещением составляет:

$$l_{шт. y2} = 2,7 \text{ мм.}$$

2.3. Перемещения рычага РЗ от деформаций втулок отсутствуют, поскольку запрессованы только стальные втулки и подшипник ШС 30 ГОСТ 3635-78.

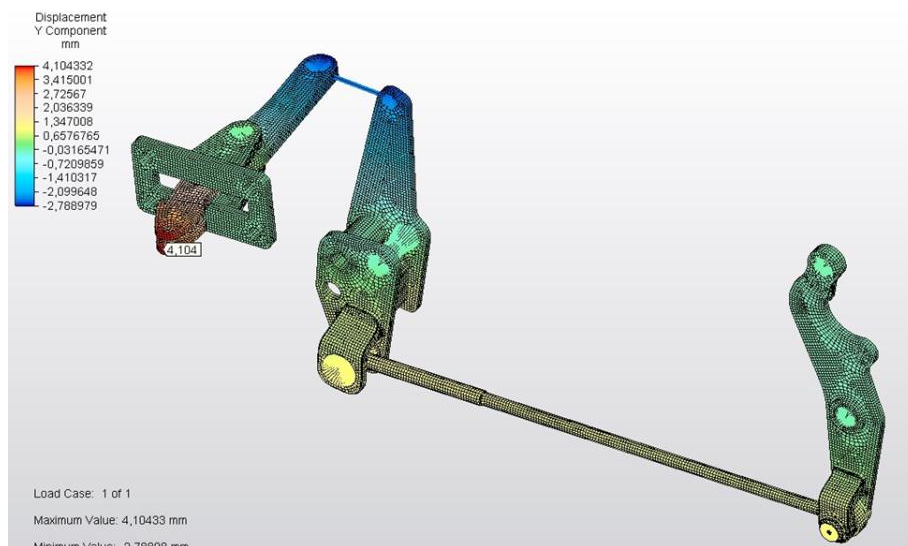


Рис. 4. Расчетная схема рычажной передачи тепловоза
Fig. 4. Design diagram of the locomotive lever transmission

Определена упругая составляющая выхода штока тормозного цилиндра от изгибов рычагов и растяжения тяги величиной $\Delta p = 4,1$ мм. Эта величина представляет собой максимальные перемещения, поскольку в рассматриваемой точке производится крепление штока.

4. Суммарно упругая составляющая выхода штока составляет:

$$l_{шт. y} = \Delta_p + l_{шт. y1} + l_{шт. y2}; l_{шт. y} = 9,2 \text{ мм.}$$

Заключение

Полученные результаты позволяют определять упругую составляющую с хорошей точностью. Методика может при-

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебное пособие для вузов ж. д. транспорта. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с. – ISBN 5-89035-275-X.
2. Кякк К. В. Сравнительные испытания втулок тормозной передачи грузовых вагонов/К. В.

3. Расчет упругой составляющей выхода штока с помощью 3D модели рычажной передачи (рычагов и тяг) производился с применением программного комплекса Autodesk Simulation Mechanical 2018 при давлении в цилиндре 0,37 МПа (рис. 4).

5. Расхождение экспериментально полученной средней величины по тепловозу ($l_{шт.э} = 9,75$ мм) и расчетной упругой составляющей составляет 5,6 %.

Выход штока составит:

$$l_{шт} = n\delta_k + l_{шт. y}; l_{шт} = 38 \text{ мм,}$$

где n – передаточное отношение рычажной передачи, $n = 4,8$; δ_k – средние зазоры между колодками и колесами, $\delta_k = 6$ мм.

С учетом результатов натурных испытаний при $\delta_k = 6$ мм имеем

$$l_{шт} = 38,55 \approx 39 \text{ мм.}$$

меняться для подбора соответствующих тормозных цилиндров рычажной передачи тепловозов.

Кякк, А. Ю. Новоселов // Повышение эффективности грузовых вагонов и их узлов. - СПб.: ОМ-Пресс, 2013. – Вып. 12. – С. 107-115. – ISBN 978-5-901739-91-4.

3. Обеспечение износостойкости изделий. Расчеты работоспособности подшипников скольжения

(типа вал-втулка) по критериям прочности и износостойкости. Расчет контактных давлений и напряжений при сухом и граничном трении. Методические рекомендации МР 215-86. – М.: ВНИИНМАШ, 1996. – 69 с.

4. Сеницын, В.В. Учет податливости износоустойчивых втулок в методике расчета упругой составляющей выхода штока тормозного цилин-

дра грузовых вагонов/В.В. Сеницын// Тяжелое машиностроение. – 2015. – Вып. 1-2. – С. 43-46. – ISSN 0131-1336.

5. Гребенюк, П.Т. Тяговые расчеты: Справочник./ П.Т. Гребенюк, А.Н. Долганов, А.И. Скворцова; Под ред. П.Т. Гребенюка. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.

REFERENCES

1. Asadchenko VR. Automatic brakes of the rolling stock: textbook for universities of railway transport. Moscow: Marshrut; 2006.
2. Kyakk KV, Novoselov AYu. Comparative tests of bushings of freight car brake transmission. Efficiency Improvement of Freight Cars and Their Assemblies. St. Petersburg. OM-Press; 2013.
3. Ensuring the wear resistance of products. Calculations of the performance of sliding bearings (shaft-bushing type) by strength and wear resistance criteria. Calculation of contact pressures and stresses at

dry and boundary friction: guideline MR 215-86. Moscow: VNIINMASH; 1996.

4. Sinitsyn VV. Taking into account the compliance of wear-resistant bushings in the method of calculating the elastic component of rod extension of freight car brake cylinder. Tyazhyoloe Mashinostroenie. 2015;1-2:43-46.
5. Grebenyuk PT, Dolganov AN, Skvortsova AI. Traction calculations: handbook. Moscow: Transport; 1987.

Информация об авторах:

Сеницын Владимир Владимирович, кандидат технических наук, тел. +7(495)539-2205, доб. 6160, ведущий инженер-конструктор.

Sinitsyn Vladimir Vladimirovich - Candidate of Technical Sciences, Senior Engineer; phone: +7(495)539-2205.

Гапчин Роман Богданович - тел. +7(495)539-2205, доб. 6133, начальник отдела по экипажной части.

Gapchin Roman Bogdanovich - Head of the Carriage Department; phone: +7(495)539-2205 (additional 6133)

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 15.11.2022; одобрена после рецензирования 11.01.2023; принята к публикации 25.01.2023. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редколлегии журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 15.11.2022; approved after review on 11.01.2023; accepted for publication on 25.01.2023. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Board of the journal *Transport Engineering*.