

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 62-592-52 629.4.067.4

DOI 10.46973/0201-727X_2024_1_8

*В. А. Карпычев, А. Б. Болотина, А. В. Страхова***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОРЕЖИМА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА ИЗ УСЛОВИЯ БЕЗЪЮЗОВОГО ТОРМОЖЕНИЯ**

Аннотация. Рассмотрено решение актуальной задачи исследования ограничений, относящихся к авторежиму, которые накладываются на давление в тормозном цилиндре, что способствует обоснованию его рациональной характеристики давления от загрузки вагона. Подробно изучено условие недопущения юза, которое позволяет определить максимально допускаемое давление в тормозном цилиндре. В результате исследований получена зависимость давления в тормозном цилиндре из условия безъюзового торможения. Также выведена функция, являющаяся ограничением максимальных давлений при выборе параметров авторежима – функция допускаемых максимальных давлений в тормозном цилиндре от осевой нагрузки вагона для скорости, определяющей минимальное значение коэффициента сцепления.

Ключевые слова: авторежим, ограничение максимальных давлений, характеристики давления от загрузки вагона, условие недопущения юза, параметры системы.

Для цитирования: Карпычев, В. А. Определение граничных характеристик авторежима тормозной системы грузового вагона из условия безъюзового торможения / В. А. Карпычев, А. Б. Болотина, А. В. Страхова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 1. – С. 8–14. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_1_8.

Введение

Авторежим – это устройство, входящее в пневматическую часть тормозной системы грузового вагона и предназначенное для регулирования давления в тормозном цилиндре при торможении в зависимости от загрузки вагона. Выбор характеристики регулирования давления является актуальной задачей, которая влияет не только на показатели и характеристики тормозной системы, но и определяет эффективность использования устройства, а также тормозной системы не только вагона, но и поезда в целом.

Существующие нормативы и рекомендации определяют ограничения, в пределах которых выбираются параметры системы. Такими ограничениями являются:

- непревышение предельных тормозных путей, значения которых устанавливаются из требований инфраструктуры, уклона пути, максимальной скорости движения, массы состава;
- непревышение предельной мощности, выделяемой в узле «колодка – колесо» при торможении, учитывающей ограничения по температурному нагреву;
- недопущение юза колесных пар при торможении и др.

Указанные ограничения представляются в виде условий, определяющих границы выбора параметров тормозной системы [1–10]. На практике сначала задаются параметры тормозной системы, затем определяются нормируемые величины и сравниваются с нормативными значениями. Полученные значения нормируемых величин не должны превышать нормируемых значений. Если имеет место превышение, то параметры тормозной системы корректируются. Таким образом, процесс обоснования параметров тормозной системы в общем случае носит итерационный характер.

Интерес представляет собой обратная задача, когда ограничения приводятся к параметрам системы и определяется область их выбора. Так, применительно к авторежиму актуальной является задача исследования ограничений, накладываемых на давление в тормозном цилиндре, что способствует обоснованию его рациональной характеристики давления от загрузки вагона. В данной статье рассмотрено решение задачи определения максимально допускаемого давления в тормозном цилиндре из условия недопущения юза.

Вывод формулы для определения максимально допускаемого давления в тормозном цилиндре из условия недопущения юза

Согласно [2] для условий безъюзового торможения должно соблюдаться условие

$$\delta_p \varphi_{кр} \leq f |\psi_p|, \quad (1)$$

где δ_p – расчетный коэффициент силы нажатия тормозных колодок, зависит от параметров тормозной системы и вагона; $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения колодок, зависит от типа колодок и скорости движения; f – коэффициент, учитывающий обезгрузку тележки при торможении; $|\psi_p|$ – расчетный допускаемый коэффициент сцепления колеса с рельсом.

Исходя из (1), для максимальных значений δ_p можем записать

$$\delta_p = \frac{f |\psi_p|}{\varphi_{кр}}. \quad (2)$$

С другой стороны

$$\delta_p = \frac{m K_p}{q K_{осей}}, \quad (3)$$

где K_p – расчетная сила нажатия тормозной колодки; m – количество колодок на вагоне; q – осевая нагрузка вагона; $K_{осей}$ – количество осей на вагоне.

Приравнявая (2) и (3), получаем

$$\frac{f |\psi_p|}{\varphi_{кр}} = \frac{m K_p}{q K_{осей}}. \quad (4)$$

Решая относительно K_p , получаем

$$K_p = \frac{f |\psi_p| q K_{осей}}{m \varphi_{кр}}. \quad (5)$$

Вместе с этим расчетная сила нажатия колодки на колесо определяется через действительные нажатия в виде [2]

$$K_p = a K_d \frac{d K_d + b}{c K_d + b}, \quad (6)$$

где K_d – действительное нажатие колодки на колесо; a, b, c, d – коэффициенты, зависящие от материала изготовления тормозных колодок.

Приравниваем правые части:

$$\frac{f |\psi_p| q K_{осей}}{m \varphi_{кр}} = a K_d \frac{d K_d + b}{c K_d + b}. \quad (7)$$

Введем обозначение

$$X = \frac{f |\psi_p| q K_{осей}}{m \varphi_{кр}}.$$

Произведем замену в выражении (7):

$$X = a K_d \frac{d K_d + b}{c K_d + b}. \quad (8)$$

Решаем относительно K_d . Приводим к общему знаменателю:

$$X(c K_d + b) = a K_d (d K_d + b). \quad (9)$$

Раскрываем скобки:

$$X c K_d + X b = a d K_d^2 + a K_d b. \quad (10)$$

Переносим все в правую часть:

$$a d K_d^2 + a K_d b - X c K_d - X b = 0. \quad (11)$$

Вынесем за скобки действительную силу нажатий:

$$a d K_d^2 + K_d (a b - X c) - X b = 0. \quad (12)$$

В результате получаем квадратное уравнение.

Произведем замену:

$$\begin{aligned} ad &= k; \\ ab - cX &= l; \\ Xb &= j. \end{aligned} \quad (13)$$

В итоге получаем

$$kK_d^2 + lK_d - j = 0. \quad (14)$$

Решаем относительно K_d :

$$K_{d1,2} = \frac{-l \pm \sqrt{l^2 + 4kj}}{2k}. \quad (15)$$

Исследуя данную зависимость, получаем, что по условию торможения действительная сила нажатий всегда больше нуля. Коэффициент $ad = k$ всегда положителен. В результате, если $K_d > 0$, то числитель должен быть положительным, т.е.

$$-l \pm \sqrt{l^2 + 4kj} > 0.$$

Заметим, что для выражения $ab - Xc = l$ мы не можем установить знак. Тогда в общем случае получаем:

$$\begin{aligned} \text{если } l > 0, \text{ то } K_{d1} &= \frac{-l + \sqrt{D}}{2k}, K_{d2} = \frac{-l - \sqrt{D}}{2k}; \\ \text{если } l < 0, \text{ то } K_{d1} &= \frac{+l + \sqrt{D}}{2k}, K_{d2} = \frac{+l - \sqrt{D}}{2k}, \end{aligned}$$

где $D = l^2 + 4kj$.

Заметим, что $k > 0$ и $j > 0$. Тогда

$$l^2 < l^2 + 4kj,$$

поэтому всегда

$$\sqrt{D} > l.$$

В результате приходим к выводу, что:

$$\begin{aligned} \text{если } l > 0, \text{ то } K_{d1} &= \frac{-l + \sqrt{D}}{2k} > 0, K_{d2} = \frac{-l - \sqrt{D}}{2k} < 0; \\ \text{если } l < 0, \text{ то } K_{d1} &= \frac{+l + \sqrt{D}}{2k} > 0, K_{d2} = \frac{+l - \sqrt{D}}{2k} < 0. \end{aligned}$$

Так как действительные нажатия всегда положительные, то в зависимости от знака l корнями уравнения будут следующие:

$$K_{d1} = \frac{-l + \sqrt{D}}{2k}; \quad (16)$$

$$K_{d2} = \frac{l + \sqrt{D}}{2k}. \quad (17)$$

При этом для конкретного значения l имеется одно значение действительного нажатия. Отсюда в общем случае получаем одно решение:

$$K_d = \frac{-l + \sqrt{D}}{2k}. \quad (18)$$

Таким образом, зависимость (18) позволяет определить максимальные действительные нажатия колодки на колесо из условия отсутствия юза. Данное уравнение можно рассматривать относительно различных параметров тормозной системы. В нашем случае представляет интерес определение граничных значений давления в тормозных цилиндрах.

Для определения граничных значений давления из условий безюзового торможения воспользуемся известным выражением [2]

$$K_D = \frac{1}{1000} \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} - F_1 - F_2 \right) n \eta_{\text{трп}}, \text{ тс}, \quad (19)$$

где d – диаметр тормозного цилиндра; $p_{\text{ц}}$ – давление в тормозном цилиндре; $\eta_{\text{ц}}$ – коэффициент полезного действия тормозного цилиндра; F_1 – усилие сжатия внутренней отпусковой пружины тормозного цилиндра; F_2 – усилие пружины авторегулятора рычажной передачи, приведенной к штоку тормозного цилиндра; n – передаточное число рычажной передачи; $\eta_{\text{трп}}$ – коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи.

В полученном выражении мы можем не учитывать силы F_1 и F_2 . Данные силы характеризуют силовые потери, вызванные сжатием пружины авторегулятора и пружины тормозного цилиндра при торможении. Если мы не будем учитывать потери, это позволит нам определить максимальные граничные значения действительных нажатий или давления в тормозном цилиндре, создаваемого авторегулятором, из условия недопущения юза. Для реальной системы при расчете действительных нажатий потери учитываются и значения получатся несколько меньше. Данный факт позволяет говорить о получении решений с некоторым запасом на величину потерь.

Решаем задачу с учетом принятых допущений. Преобразуем выражение (19):

$$\frac{-l + \sqrt{D}}{2k} = \frac{1}{1000} \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} \right) n \eta_{\text{трп}}.$$

Как и ранее, произведем замену величин l , k , j , D выражениями, представленными выше. В результате получаем

$$\frac{-(ab - cX) + \sqrt{(ab - cX)^2 + 4aXb}}{2ad} = \frac{1}{1000m} \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} \right) n \eta_{\text{трп}}. \quad (20)$$

Введем обозначение

$$R = \frac{1}{1000m} \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} \right) n \eta_{\text{трп}}. \quad (21)$$

После замены в (20) получаем

$$\frac{-(ab - cX) + \sqrt{(ab - cX)^2 + 4adXb}}{2ad} = R. \quad (22)$$

Проведем преобразования выражения (22) и получим

$$adR^2 + R(ab - cX) - Xb = 0.$$

Решаем относительно R :

$$R_{1,2} = \frac{-(ab - cX) \pm \sqrt{(ab - cX)^2 + 4adXb}}{2ad}.$$

Исследуем данное выражение на отрицательность и положительность корней. Для упрощения произведем замену (13), получаем

$$R_{1,2} = \frac{-l \pm \sqrt{l^2 + 4kj}}{2k}.$$

Проверим выражение на отрицательность корней. Так как $k > 0$ и $\sqrt{l^2 + 4kj} > l$, получаем следующие корни:

$$R_1 = \frac{-l + \sqrt{l^2 + 4kj}}{2k} > 0;$$

$$R_2 = \frac{-l - \sqrt{(l)^2 + 4kj}}{2k} < 0.$$

Учтём, что R изначально величина положительная, следовательно, уравнение имеет одно положительное решение

$$R_1 = \frac{-l + \sqrt{(l)^2 + 4kj}}{2k}. \quad (23)$$

В уравнение (21) подставим выражение для R и решим относительно $p_{ц}$, раскрывая коэффициенты:

$$\frac{1}{1000m} \left(\frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} \right) n \eta_{трп} = \frac{-l + \sqrt{(l)^2 + 4kj}}{2k},$$

где $l = ab - Xc$; $k = ad$; $j = Xb$.

Подставляя выражения для l, k, j , получаем

$$\frac{1}{1000m} \left(\frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} \right) n \eta_{трп} = \frac{-(ab - cX) \pm \sqrt{(ab - cX)^2 + 4adXb}}{2ad}.$$

Решаем относительно $p_{ц}$:

$$p_{ц} = \frac{4000m \left[-(ab - cX) + \sqrt{(ab - cX)^2 + 4adXb} \right]}{2adn\eta_{трп}\eta_{ц}\pi d_{ц}^2}. \quad (24)$$

Подставляя

$$X = \frac{f[\psi_p]qK_{осей}}{m\varphi_{кр}}$$

в (24), получаем

$$p_{ц} = \frac{4000m \left[-\left(ab - \left(\frac{f[\psi_p]qK_{осей}}{m\varphi_{кр}} \right) c \right) + \sqrt{\left(ab - \left(\frac{f[\psi_p]qK_{осей}}{m\varphi_{кр}} \right) c \right)^2 + 4a \left(\frac{f[\psi_p]qK_{осей}}{m\varphi_{кр}} \right) b} \right]}{2adn\eta_{трп}\eta_{ц}\pi d_{ц}^2}, \quad (25)$$

где f – коэффициент, учитывающий обезгрузку тележки при торможении; a, b, c, d – коэффициенты, зависящие от материала изготовления тормозных колодок; $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения, $\varphi_{кр} = a^*V \frac{V+b^*}{c^*V+b^*}$; a^*, b^*, c^* – коэффициенты для определения расчетного коэффициента трения, зависящие от материала изготовления тормозных колодок [2]; $[\psi_p] = \psi_q \psi_V$, ψ_q – функция от осевой нагрузки, $\psi_q = 0,17 - 0,00150(q - 5)$; ψ_V – функция от скорости, $\psi_V = \frac{V+b^{**}}{c^{**}V+b^{**}}$; b^{**}, c^{**} – коэффициенты для определения функции скорости, зависящие от динамических свойств подвижного состава [2].

Заключение

Таким образом, получена зависимость давления в тормозном цилиндре из условия безюзового торможения. Если принять во внимание, что для конкретного вагона эксплуатационными характеристиками являются скорость и осевая нагрузка, то для скорости, определяющей минимальное значение коэффициента сцепления, получаем функцию допускаемых максимальных давлений в тормозном цилиндре от осевой нагрузки вагона. Данная функция является ограничением максимального давления при выборе параметров авторежима.

Список литературы

1 ГОСТ 34434–2018. Тормозные системы грузовых железнодорожных вагонов. Технические требования и правила расчета. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 31 с.

References

1 GOST 34434–2018. Braking systems for freight railway cars. Technical requirements and calculation rules. – Moscow : Standardinform, 2018. – 31 p.

- 2 Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов : учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта / П. С. Анисимов, В. А. Юдин, А. Н. Шамаков, С. Н. Коржин ; под редакцией П. С. Анисимова. – Москва : Маршрут, 2005. – 248 с. – ISBN 5-89035-292-X.
- 3 Иноземцев, В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава : Вопросы и ответы. – 3-е изд., стереотипное / В. Г. Иноземцев. – Москва : Транспорт, 1987. – 207 с.
- 4 Карпычев, В. А. Разработка метода системного анализа автотормоза грузового подвижного состава : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук : 05.22.07 / Карпычев Владимир Александрович. – Москва, 2000. – 316 с.
- 5 Классификатор. Основные неисправности грузовых вагонов (К ЖА 2005) / Дирекция совета по железнодорожному транспорту государств-участников содружества, информационно-вычислительный центр железнодорожной администрации. – Москва, 2005. – 16 с.
- 6 Крылов, В. И. Тормоза подвижного состава / В. И. Крылов, Е. В. Клыков, В. Ф. Ясенцев. – Москва : Транспорт, 1980. – 274 с.
- 7 Карпычев, В. А. Решение задачи обоснования основной функции противоюзной системы в рамках системного анализа на основе метода дерева отказов / В. А. Карпычев, А. М. Шеньков // Труды МФТИ. – Том 10. – Москва, 2018. – С. 75–80.
- 8 Тормозное оборудование локомотивов : иллюстрированное пособие / А. П. Мalykhin. – Москва, 2015. – 109 с.
- 9 Асадченко, В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава / В. Р. Асадченко. – Москва : Маршрут, 2006. – 392 с. – ISBN 5-89035-275-X.
- 10 Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава : справочник. – Москва : Транспорт, 1989. – 487 с.
- 2 Calculation and design of pneumatic and mechanical parts of car brakes : Textbook for railway universities. transport / P. S. Anisimov, V. A. Yudin, A. N. Shamakov, S. N. Korzhin ; Ed. P. S. Anisimov. – Moscow : Marshrut, 2005. – 248 p. – ISBN 5-89035-292-X.
- 3 Inozemtsev, V. G. Brakes of railway rolling stock : Questions and answers. – 3rd ed., stereotypical / V. G. Inozemtsev. – Moscow : Transport, 1987. – 207 p.
- 4 Karpychev, V. A. Development of a method for system analysis of automatic brakes on freight rolling stock : dis. Dr. Tech. Sciences : 05.22.07 / Karpychev Vladimir Aleksandrovich. – Moscow, 2000. – 316 p.
- 5 Classifier. Main malfunctions of freight cars (K ZhA 2005) / Directorate of the Council on Railway Transport of the Commonwealth Member States, information and computing center of railway administrations. – Moscow, 2005. – 16 p.
- 6 Krylov, V. I. Rolling stock brakes / V. I. Krylov, E. V. Klykov, V. F. Yasentsev. – Moscow : Transport, 1980. – 274 p.
- 7 Karpychev, V. A. Solving the problem of substantiating the main function of the anti-skid system within the framework of system analysis based on the fault tree method / V. A. Karpychev, A. M. Shenkov // Proceedings of MIPT. – Vol. 10. – Moscow, 2018. – P. 75–80.
- 8 Malykhin, A. P. Braking equipment for locomotives : Illustrated manual / A. P. Malykhin. – Moscow, 2015. – 109 p.
- 9 Asadchenko, V. R. Automatic brakes for rolling stock / V. R. Asadchenko. – Moscow : Marshrut, 2006. – 392 p. – ISBN 5-89035-275-X.
- 10 Braking equipment for railway rolling stock : Directory. – Moscow : Transport, 1989. – 487 p.

V. A. Karpychev, A. B. Bolotina, A. V. Strakhova

DETERMINATION OF THE BOUNDARY CHARACTERISTICS OF THE AUTO MODE OF THE BRAKE SYSTEM OF A FREIGHT CAR FROM THE CONDITION OF NO-BASE BRAKING

Abstract. This paper considers the solution to the current problem of studying the restrictions related to auto mode, which is imposed on the pressure in the brake cylinder helping to substantiate its rational characteristics of pressure from car loading. This paper studies in detail the condition for preventing skidding, which provides determination of the maximum permissible pressure in the brake cylinder. The dependence of the pressure in the brake cylinder was obtained from the condition of skidless braking. A function is also derived that is a limitation of the maximum pressures in choosing auto mode parameters such as a function of

the permissible maximum pressures in the brake cylinder from the axial load of the car for a speed that determines the minimum value of the adhesion coefficient.

Keywords: auto mode, limitation of maximum pressures, pressure characteristics from car loading, condition for preventing skidding, system parameters.

For citation: Karpychev, V. A. Determination of the boundary characteristics of the auto mode of the brake system of a freight car from the condition of no-base braking / V. A. Karpychev, A. B. Bolotina, A. V. Strakhova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 1. – P. 8–14. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_1_8.

Сведения об авторах

Карпычев Владимир Александрович

Российский университет транспорта (МИИТ),
кафедра «Машиноведение, проектирование,
стандартизация и сертификация»,
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой,
заместитель директора института,
начальник отдела информатизации,
e-mail: kv119@yandex.ru

Болотина Александра Борисовна

Российский университет транспорта (МИИТ),
кафедра «Машиноведение, проектирование,
стандартизация и сертификация»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: abbolotina@yandex.ru

Страхова Арина Владимировна

Российский университет транспорта (МИИТ),
студент,
e-mail: arishastrakhova543@gmail.com

Information about the authors

Karpychev Vladimir Alexandrovich

Russian University of Transport (MIIT),
Chair «Mechanical Engineering, Design,
Standardization and Certification»,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor,
Head of the Chair,
Deputy Director of the Institute,
Head of the Informatization Department,
e-mail: kv119@yandex.ru

Bolotina Alexandra Borisovna

Russian University of Transport (MIIT),
Chair «Mechanical Engineering, Design,
Standardization and Certification»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: abbolotina@yandex.ru

Strakhova Arina Vladimirovna

Russian University of Transport (MIIT),
Student,
e-mail: arishastrakhova543@gmail.com