

## Условия применения максимально возможной толщины тормозных колодок в тормозной системе тележки грузового вагона с цилиндрами 670В

В.В. Синецын<sup>1</sup>✉, Г.И. Петров<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ООО «ТМХ Инжиниринг», обособленное предприятие в г. Брянск «КБ «Локомотивы», г. Брянск, Российская Федерация

<sup>2</sup>Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва, Российская Федерация

✉universalmasch@yandex.ru

### Резюме

Эксплуатация грузовых вагонов с отдельным торможением выявила нерешенность проблемы нормирования выхода штока тормозного цилиндра. Работы по определению расчетного выхода штока цилиндра с учетом особенностей современных конструкций показывают значительное превышение нижней и верхней границ выхода штока относительно нормативных, а существенно отличающиеся упругие деформации различных по структуре рычажных передач предопределяют невозможность применения одного нормативного диапазона выхода штока. Кроме того, использование авторегулятора для таких вагонов, главным образом хопперов, не позволяет эксплуатировать их при наличии в рычажных системах этих вагонов цилиндров 710 с конструктивным максимальным выходом штока 125 мм, рекомендованного нормативными документами. Один из возможных путей решения данной проблемы – применение рычажной системы с установленными на тележках тормозными цилиндрами и унифицированной рычажной передачей. Такие системы являются перспективными для использования на железных дорогах России, соответственно их исследование актуально. Для схемы с унифицированной рычажной передачей и размещением на тележке двухосной типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013) цилиндров 670В в работе определялся фактический выход штока. В статье оценена возможность прохождения крутого затяжного спуска вагоном с разработанной схемой. Разработана таблица монтажных размеров тормозной системы в эксплуатации для тормозной колодки толщиной  $60 \pm 4$  мм. На основании таблицы и полученного выхода штока, учитывающего упругую деформацию тормозной системы, установлен фактический суммарный ход штока и винта тормозного цилиндра в эксплуатации. Определены условия применения максимально возможной толщины тормозных колодок.

### Ключевые слова

рычажная передача, тормозной цилиндр, упругая составляющая, деформация изгиба, тормозная колодка, выход штока и винта

### Для цитирования

Синецын В.В. Условия применения максимально возможной толщины тормозных колодок в тормозной системе тележки грузового вагона с цилиндрами 670В / В.В. Синецын, Г.И. Петров // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2023. № 4 (80). С. 17–26. DOI 10.26731/1813-9108.2023.4(80).17-26.

### Информация о статье

поступила в редакцию: 04.10.2023 г.; поступила после рецензирования: 20.11.2023 г.; принята к публикации: 22.11.2023 г.

## Conditions for the use of the maximum possible thickness of brake pads in the braking system of a freight wagon trolley with 670V cylinders

V.V. Sinitsyn<sup>1</sup>✉, G.I. Petrov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ООО «ТМХ Engineering, the separate enterprise in Bryansk «Locomotives Design Bureau», Bryansk, the Russian Federation

<sup>2</sup>Russian University of Transport (MIIT), Moscow, the Russian Federation

✉universalmasch@yandex.ru

### Abstract

The operation of freight wagons with separate braking revealed the unresolved problem of rationing the output of the brake cylinder rod. The works to determine the design stroke of the cylinder rod, taking into account the features of modern designs, show a significant excess of the lower and upper limits of the rod stroke relative to the normative ones while significantly different elastic deformation of lever gears of different structures predetermine the impossibility of using one standard range of the stroke of the rod. In addition, the use of an auto regulator for such wagons, mainly hoppers, determines the impossibility of operating such wagons when using 710 cylinders with a constructive maximum rod stroke of 125 mm in their lever systems, the use of which is requested by regulatory documents. One of the possible ways to solve this problem is the use of a lever system with brake cylinders mounted on trolleys and a unified lever transmission. Such systems are promising for use on the railways of the Russian Federation making their research relevant. For such a scheme with a unified lever transmission and placement of 670V cylinders on a biaxial type 2 and type 3 State Standard 9246-2013 trolley, the actual stroke of the rod was determined in opera-

tion. The possibility of passing a steep long descent by a wagon with a developed scheme is evaluated. A table of mounting dimensions of the brake system in operation for a  $60 \pm 4$  mm thick brake pad has been developed. Based on the table and the resulting stroke of the rod, taking into account the elastic deformation of the brake system, the actual total stroke of the rod and the screw of the brake cylinder in operation is determined. The conditions for the use of the maximum possible thickness of brake pads in operation are determined.

### Keywords

lever gear, brake cylinder, elastic component, bending deformation, brake pad, stroke of the rod and screw

### For citation

Sinitsyn V.V., Petrov G.I. Usloviya primeneniya maksimal'no vozmozhnoi tolshchiny tormoznykh kolodok v tormoznoi sisteme telezhki gruzovogo vagona s tsilindrami 670V [Conditions for the use of the maximum possible thickness of brake pads in the braking system of a freight wagon trolley with 670V cylinders] *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2023, no. 4(80), pp. 17–26. DOI: 10.26731/1813-9108.2023.4(80).17-26.

### Article Info

Received: October 4, 2023; Revised: November 20, 2023; Accepted: November 22, 2023.

### Введение

На железных дорогах РФ в настоящее время эксплуатируется значительное количество грузовых вагонов с отдельным торможением. Как правило, рычажные передачи таких вагонов включают в себя цилиндр 710, который в соответствии с ГОСТ 31402-2013 [1], имеет максимальный конструктивный выход штока 125 мм. Проблемой таких схем является нормирование величины выхода штока. В работе [2] на примере рычажных передач вагонов-хопперов моделей 19-3018 и 19-3058 показаны расчетные, близкие к реальным, величины выхода штока, учитывающие упругие деформации рычажных передач. При этом расчетная верхняя и нижняя границы выхода штока значительно выше нормативных. Приведенные расчеты подтверждаются натурными замерами величин упругих составляющих выхода штока, проведенными на этих вагонах.

При этом было определено, что существенно различающиеся по структуре тормозные рычажные передачи этих вагонов определяют и различия в величинах упругих составляющих выходов штока. При этом невозможно получить один общий диапазон выхода штока для разных по структуре рычажных передач. Этот вывод требует пересмотра нормативных документов ОАО «РЖД» в части норматива выхода штока для снижения вероятности возникновения опасных состояний (увеличение тормозного пути или отбор энергии состава и возможность примерзания колодок и юза колесных пар).

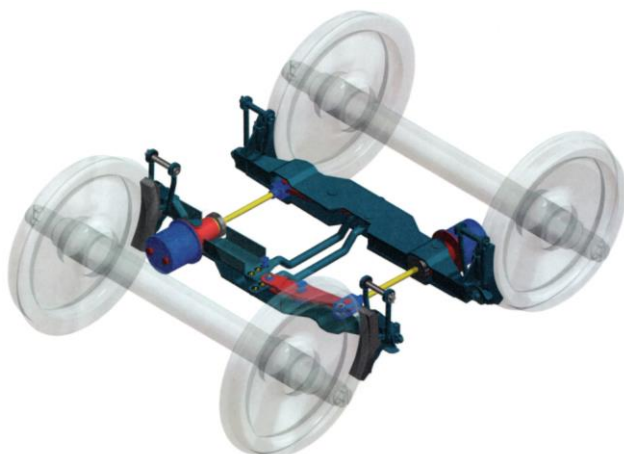
Однако выводы в этих статьях не предполагают обязательной замены цилиндров 710 на эксплуатирующемся подвижном составе.

При этом требуется отметить, что, если устанавливать верхнюю расчетную границу полученного диапазона выхода штока для вагонов-хопперов моделей 19-3018 и 19-3058 (при зазорах между колодкой и колесом  $\delta_k = 8$  мм) применение цилиндров 710 недопустимо. Это связано с работой авторегулятора в эксплуатации, а именно, необходимостью сжатия отпускной пружины авторегулятора на 10–15 мм (в зависимости от установленного регулятора) для срабатывания его при износах колодок [3, 4]. Это вызовет дополнительный выход штока около 31–46 мм, что в сумме с расчетным его выходом составляет близкую к максимальному конструктивному выходу штока величину.

Одним из наиболее радикальных методов, решающих проблемы типовых отечественных рычажных передач грузовых вагонов, в том числе необходимости замены рычажной передачи тележки типа 18-100 [5–7], является переход к тормозной системе с расположенными на тележке цилиндрами [8–11]. Применение унифицированной рычажной передачи позволит решить проблему нормирования выхода штока. В связи с этим исследование возможности применения таких конструкций является актуальным.

В работе [11] был предложен вариант унифицированной схемы рычажной передачи для тележек двухосных типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013 [12]) с расположением цилиндров 670В на тележке (рис. 1).

В работе получена таблица монтажных размеров рычажной системы с тормозными колодками толщиной  $60 \pm 4$  мм к схеме на рис. 2.



**Рис. 1.** Унифицированная рычажная передача грузовых четырехосных вагонов  
**Fig. 1.** Unified lever transmission of four-axle freight wagons

В таблице учитывались положения элементов рычажной передачи при полномерных колодках и полном износе колодок (минимальный размер изношенной колодки согласно [13, 14]), а также износе обода колеса по радиусу с интервалом по 10 мм (по диаметру 20 мм) от максимальной (теоретически) толщины обода до предельно изношенной.

Согласно таблице, максимальная суммарная величина выхода штока и винта на каж-

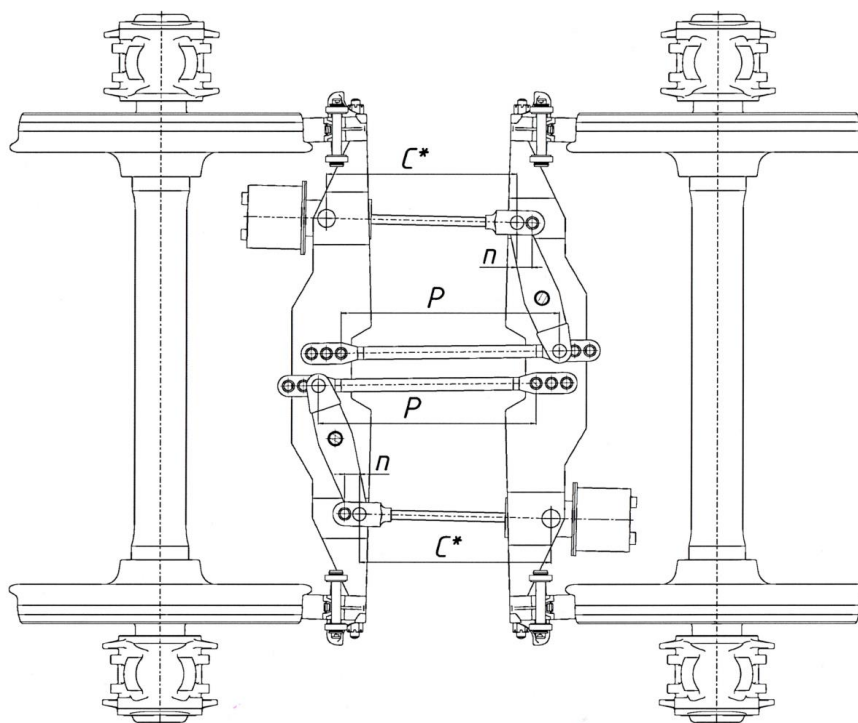
дой ступени переключений монтажных размеров (шесть ступеней) с учетом максимального зазора между колодкой и колесом:

$$\Delta t = C^*_{\max} - C^*_{\min} + l_{\text{шт}},$$

где  $l_{\text{шт}} = n\delta_k = 39$  мм – величина выхода штока в зависимости от принятого максимального передаточного отношения рычажной передачи и максимального нормативного зазора между колодкой и колесом;  $C^*$  – расчетное расстояние между осью крепления цилиндра и внутренним отверстием в головке его штока (см. рис. 2), в связи с этим  $C^*_{\min}$  – учитывает полномерные колодки толщиной 64 мм и диаметр колеса от максимально возможного до предельно изношенного с интервалом 10 мм по радиусу,  $C^*_{\max}$  – учитывает полностью изношенные на 54 мм колодки и диаметр колеса от максимально возможного до предельно изношенного с интервалом 10 мм по радиусу.

Для каждой из шести ступеней размер  $\Delta t$  несколько отличается и составляет от 348 мм на первой ступени до 340 мм на шестой. Причем допустимый ход штока и винта по техническим условиям на цилиндр 670В [15] составит 345 мм (выход винта относительно поршня 245 мм, рабочий ход поршня 100 мм).

Расчет максимальной величины выхода штока и винта цилиндра при этом требует



**Рис. 2.** Регулировочная схема рычажной передачи  
**Fig. 2.** Adjustment scheme of the lever gear

корректировки с учетом упругой деформации системы.

Таким образом, целью настоящей статьи является определение фактического выхода штока разработанной рычажной передачи с размещенными на тележке типа 2 и типа 3 (ГОСТ 9246-2013) и усовершенствование расчета монтажных размеров для эксплуатации вагонов с колодками с максимальной толщиной 64 мм.

### Определение диапазона выхода штока тормозного цилиндра и максимальной толщины тормозной колодки в эксплуатации с учетом упругой деформации рычажной системы

Определим фактический выход штока согласно методике [16] и возможную толщину колодок, учитывая размеры и параметры всех конструктивных элементов рычажной передачи. При унификации передаточного отношения и рычажной передачи для вагонов с осевой нагрузкой 23,5 и 25 тс расчетный выход штока также будет постоянным. Для этого сопоставим сочетание максимального усилия на штоке при наибольшем передаточном отношении рычажной передачи и минимального усилия на штоке при наименьшем передаточном отношении.

Исходные данные к расчетной схеме на рис. 3, где  $a, b$  – плечи рычага;  $F_{расп.}$ ,  $J_{расп.}$  – соответственно площадь и момент инерции сечения стержня распорки (стержень диаметром 42 мм);  $l_{расп.}$  – длина распорки по осям соединения с рычагами;  $e$  – эксцентриситет между линией, вдоль которой приложена нагрузка и осью стержня в средней части распорки;  $F_{вин.}$  – площадь сечения винта регулятора тормозного цилиндра;  $l_{вин.} = l_{нак.} + l_{вых.}$  – рабочая длина винта регулятора ( $l_{нак.}$  – длина наконечника;  $l_{вых.}$  – выход винта относительно поршня).  $E = 2,1 \cdot 10^2$  кН/мм<sup>2</sup>.

В шарнирном соединении цилиндра и тормозной балки, головке штока цилиндра и соединенным со штоком концом рычага запрессованы стальные втулки. Рассмотрен вариант установки втулок из композиционного прессовочного материала (КПМ) в шарнирных соединениях осей и тормозных балок. В головке рычага, соединенной с распоркой, в средней части рычага, а также в головках распорки запрессованы втулки КПМ.

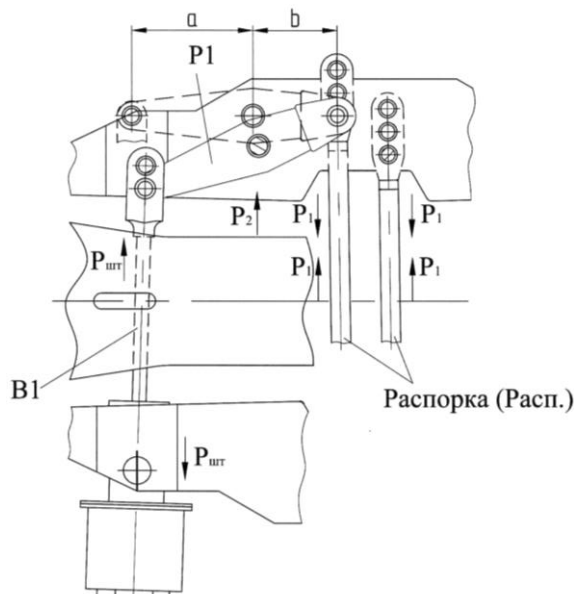


Рис. 3. Схема тормозной рычажной передачи (изменение положений тормозных балок при различных положениях рычага не показано)

Fig. 3. The scheme of the brake lever transmission (changing the positions of the brake beams at different lever positions is not shown)

Для схемы рычажной передачи на рис. 2 с максимальным передаточным отношением  $n_{тmax} = 4,88$  плечи рычага равны  $a = 266$  мм,  $b = 184$  мм; с минимальным передаточным отношением  $n_{тmin} = 4,82$  плечи рычага равны  $a = 263$  мм,  $b = 187$  мм;  $F_{расп.} = 1385$  мм<sup>2</sup>,  $J_{расп.} = 152668$  мм<sup>4</sup>,  $l_{расп.} = 725$  мм,  $e = 73$  мм,  $F_{вин.} = 707$  мм<sup>2</sup>,  $l_{вин.} = l_{нак.} + l_{вых.} = 330 + 425 = 575$  мм.

Максимальное усилие на штоке при полном служебном торможении груженого вагона:

$$P_{шт} = \left( \frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_{ц} \eta_{ц} - F_1 \right) \eta_{п} = 9,1 \text{ кН} = 910 \text{ кгс}, \quad (1)$$

где  $d_{ц} = 203$  мм (20,3 см) – диаметр цилиндра;  $p_{ц} = 0,34$  МПа (3,4 кгс/см<sup>2</sup>) – максимальное значение давления в тормозном цилиндре для груженого вагона при полном служебном торможении;  $\eta_{ц} = 0,98$  – КПД цилиндра;  $F_1 = 1,2$  кН (120,05 кгс);  $\eta_{п} = 0,95$  – КПД рычажной передачи. Из соотношения плеч рычага определяются  $P_1 = 13,155$  кН;  $P_2 = 22,255$  кН.

Определим деформации в элементах рычажной передачи с учетом максимального выхода винта регулятора (с дополнительным наконечником). Поскольку шток имеет небольшую длину и значительную жесткость, в расчете его упругую деформацию не учитываем.

*Деформация винта регулятора В1.*

Учитывая наличие стальных втулок в головке штока, для винта определим только деформацию стержня с наконечником:

$$\Delta l_{\text{винт}} = \frac{P_{\text{шт}} l_{\text{винт}}}{EF_{\text{винт}}} = l_{\text{шт.у.1}} = 0,035 \text{ мм};$$

*Деформация рычага Р1 в средней части.*

Величина деформации в средней части рычага при изгибе:

$$\Delta_{\text{РР1}} = \frac{12a^3 R_a \bar{R}_a}{E\delta} \int_0^a \frac{z^2}{h^3 z^3 + h_1^3 a^3} dz + \frac{12b^3 R_b \bar{R}_b}{E\delta} \int_0^b \frac{z^2}{h^3 z^3 + h_2^3 b^3} dz = 0,1 \text{ мм}. \quad (2)$$

*Радиальная податливость втулок в рычаге (приведена к средней части).*

Определим перемещения в средней части рычага  $\Delta_{\text{рв.Р1}}$  в точке приложения силы  $P_2$ , вызванные податливостью втулок. К втулке КПМ 40,2×24 (рабочая длина  $l_b = 22,5$  мм) приложена сила  $P_2$ . К двум параллельно работающим втулкам рычага КПМ 30,2×12 приложена сила  $P_1$  (рабочая суммарная длина  $l_b = 21$  мм). Сила  $P_{\text{шт.}}$  приложена к стальной втулке, в связи с чем элемент формулы, связанный с указанной силой не учитываем.

Для втулок КПМ 40,2:

$$\lambda_b = 0,166 + \frac{0,13125P}{l_b}; \quad (3)$$

для втулок КПМ 30,2:

$$\lambda_g = 0,1656 + \frac{0,17588P}{l_g}; \quad (4)$$

$$\Delta_{\text{рв.Р1}} = \lambda_{\text{в(Р2)}} + \lambda_{\text{в(Р1)}} \frac{a}{a+b} = 0,458 \text{ мм}. \quad (5)$$

Суммарно:

$$\Delta_{\text{Р1}} = \Delta_{\text{РР1}} + \Delta_{\text{рв.Р1}} = 0,1 + 0,458 = 0,558 \text{ мм}.$$

Упругая составляющая на штоке

$$l_{\text{шт.у.2}} = \Delta_{\text{Р1}} \frac{a+b}{b} = 1,36 \text{ мм}.$$

*Деформация распорки.*

Общая деформация сжатия и изгиба распорки определяется по формуле, приведенной в [17]:

$$\Delta_{\text{расп.}} = \frac{P_1 l}{2EF_{\text{расп.}}} + \frac{P_1 e^3}{3EJ_{\text{расп.}}} + \frac{P_1 e^2 l}{2EJ_{\text{расп.}}} = 0,86 \text{ мм}. \quad (6)$$

Радиальная податливость двух втулок КПМ 30,2×24 в концевых частях распорки (в

приведенном варианте запрессовано по три втулки в каждую головку). Рабочая длина втулки  $l_b = 22,5$  мм.

Податливость двух втулок распорки в соответствии с формулой (4):

$$\Delta_{\text{рв.расп.}} = 2\lambda_g = 0,536 \text{ мм}.$$

Суммарно  $\Delta_{\text{расп.}} = 0,86 + 0,536 = 1,4$  мм.

Упругая составляющая на штоке от сжатия распорки и податливости втулок:

$$l_{\text{шт.у.3}} = \Delta_{\text{расп.}} \frac{a}{b} = 2,02 \text{ мм}.$$

Упругая составляющая штока без учета деформаций тормозных балок:

$$l_{\text{шт.у}} = \sum_{i=1}^n l_{\text{шт.у.}i} = 3,415 \text{ мм}.$$

### **Деформация изгиба тормозной балки в точках приложения усилий от тормозного цилиндра, рычага и распорки, радиальная податливость запрессованных в отверстия балки втулок**

Расчет деформаций изгиба (а также напряжений) производился по методу конечных элементов (МКЭ) с помощью расчетного модуля Autodesk Inventor Professional 2019. Результаты расчетов деформаций показаны на рис. 4.

Деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_{\text{шт.}}$  –  $\Delta b_{\text{Ршт.}} = 0,26$  мм; деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_1$  –  $\Delta b_{\text{Р1}} = 0,47$  мм; деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_2$  –  $\Delta b_{\text{Р2}} = 0,44$  мм.

В точке приложения усилия  $P_{\text{шт.}}$  установлены втулки из стали, деформацию втулок не учитываем.

*Деформации втулок в точке приложения усилия  $P_1$  –  $\Delta b_{\text{в.Р1}}$ .*

Рабочая длина двух параллельно работающих втулок КПМ 30,2×12  $l_b = 21$  мм.

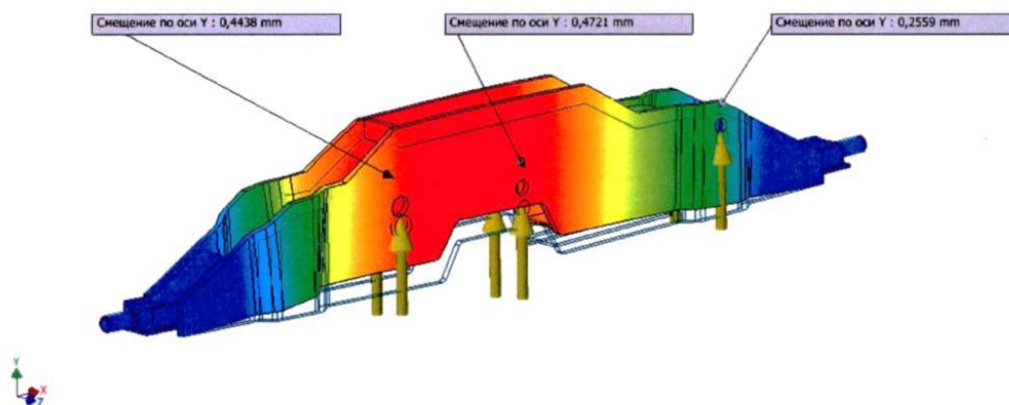
$$\Delta b_{\text{в.Р1}} = 0,276 \text{ мм}.$$

*Деформации втулок в точке приложения усилия  $P_2$  –  $\Delta b_{\text{в.Р2}}$ .*

Рабочая длина двух параллельно работающих втулок КПМ 40,2×12  $l_b = 21$  мм.

$$\Delta b_{\text{в.Р2}} = 0,305 \text{ мм}.$$

Упругая составляющая выхода штока от деформаций тормозных балок



**Рис. 4.** Схема распределения деформаций в тормозной балке при воздействии максимально возможных тормозных усилий в рычажной передаче

**Fig. 4.** Diagram of the distribution of deformation in the brake beam under the influence of the maximum possible braking forces in the lever gear

$$l_{шт.у.4} = \Delta b_{P_{шт}} + (\Delta b_{P_1} + \Delta b_{V_{P_1}}) \frac{a}{b} + (\Delta b_{P_2} + \Delta b_{V_{P_2}}) \frac{a+b}{b} = 3,16 \text{ мм.} \quad (7)$$

Суммарная упругая составляющая выхода штока рычажной передачи с учетом деформации тормозных балок:

$$l_{шт.у} = \sum_{i=1}^n l_{шт.у.i} = 6,6 \text{ мм.}$$

Пределы выхода штока при максимальных усилиях и деформациях:

$$l_{шт.мин} = l_{шт.у} + 5n_{тmax} = 6,6 + 5 \cdot 4,88 = 31 \text{ мм;}$$

$$l_{шт.маx} = l_{шт.у} + 8n_{тmax} = 6,6 + 8 \cdot 4,88 = 46 \text{ мм,}$$

где 5 и 8 – соответственно минимальный и максимальный нормативные зазоры между колодкой и колесом  $\delta_k$ . В данном случае рассмотрены пределы выхода штока при максимально возможных величинах усилий (в том числе наибольшем передаточном отношении) и деформаций в рычажной передаче.

Необходимо уточнить значения  $l_{шт}$  при наименьших усилиях и деформациях. Произведем расчет аналогично приведенному, при этом в исходных данных для расчета используем следующие характеристики:  $p = 0,3 \text{ МПа}$  ( $3,0 \text{ кгс/см}^2$ ) – минимальное значение давления в тормозном цилиндре для груженого вагона при полном служебном торможении;  $n_{тmin} = 4,82$ ,  $a = 263 \text{ мм}$ ,  $b = 187 \text{ мм}$ , при этом расположение шарнира на тормозной балке не изменится.

Получим согласно формуле (1)  $P_{шт} = 7,9 \text{ кН}$ , из соотношения плеч рычага  $P_1 = 11,1$ ,  $P_2 = 19 \text{ кН}$ .

Деформация винта регулятора В1:

$$\Delta l_{вин.} = l_{шт.у.1} = 0,031 \text{ мм.}$$

Деформация рычага P1 в средней части при изгибе рычага по формуле (2)  $\Delta_{P_{P1}} = 0,09 \text{ мм.}$

Радиальная податливость втулок по формулам (3) – (5)  $\Delta_{P_{P1}} = 0,428 \text{ мм.}$

Суммарно  $\Delta_{P1} = 0,518 \text{ мм.}$

Упругая составляющая на штоке  $l_{шт.у.2} = 1,25 \text{ мм.}$

*Деформация распорки.*

Общая деформация сжатия и изгиба распорки по формуле (6)  $\Delta_{I_{расп.}} = 0,73 \text{ мм.}$

Радиальная податливость двух втулок распорки в соответствии с формулой (4)  $\Delta_{P_{P_{расп.}}} = 0,5 \text{ мм.}$

Суммарно  $\Delta_{расп.} = 0,73 + 0,5 = 1,23 \text{ мм.}$

Упругая составляющая на штоке от сжатия распорки и податливости втулок  $l_{шт.у.3} = 1,73 \text{ мм.}$

Упругая составляющая на штоке без учета деформаций тормозных балок:

$$l_{шт.у} = \sum_{i=1}^n l_{шт.у.i} = 3 \text{ мм.}$$

*Деформации изгиба и податливость втулок тормозной балки в точках приложения наименьших усилий от тормозного цилиндра и рычага.*

Расчет деформаций изгиба произведем с помощью МКЭ:

– деформация изгиба в точке приложения усилия  $P_{шт} - \Delta b_{P_{шт}} = 0,22 \text{ мм;}$

– деформация изгиба в точке приложения

усилия  $P_{1\_}\Delta b_{P_1} = 0,4$  мм;

– деформация изгиба в точке приложения  
усилия  $P_{2\_}\Delta b_{P_2} = 0,38$  мм.

Деформация втулок в точке приложения  
усилия  $P_{1\_}\Delta b_{P_1} = 0,26$  мм.

4.3 Деформации втулок в точке приложения  
усилия  $P_{2\_}\Delta b_{P_2} = 0,284$  мм.

Упругая составляющая выхода штока от  
деформаций тормозных балок по формуле (7):

$$l_{шт.у.4} = 2,745 \text{ мм.}$$

Суммарная упругая составляющая выхода  
штока рычажной передачи с учетом дефор-  
мации тормозных балок:

$$l_{шт.у} = \sum l_{шт.у.n} = 5,75 \text{ мм.}$$

Пределы выхода штока при минималь-  
ных усилиях и деформациях:

$$l_{шт.min} = 5,75 + 5 \cdot 4,82 = 29,85 \approx 30 \text{ мм;}$$

$$l_{шт.max} = 5,75 + 8 \cdot 4,82 = 44,31 \approx 44 \text{ мм.}$$

В данном случае рассмотрены пределы  
выхода штока при минимально возможных ве-  
личинах усилий (в том числе наименьшем пере-  
даточном отношении) и деформаций в рычаж-  
ной передаче.

Таким образом, общий диапазон значе-  
ний выхода штока для систем с наименьшими и  
наибольшими деформациями, предполагающий  
зазоры между колодкой и колесом  $\delta_k$  не менее  
5 мм и не более 8 мм составит  $l_{шт.} = 31\text{--}44$  мм.

При  $n = 4,82$   $\delta_k = 5,25\text{--}8$  мм; при  $n = 4,88$   
 $-\delta_k = 5\text{--}7,7$  мм.

При максимальном «нормативном» зна-  
чении выхода штока ( $l_{шт.max} = 44$  мм) допускае-  
мая для рассмотренной системы толщина ко-  
лодки без учета величины износа колеса:

$$\Delta t = \frac{L - l_{шт.}}{n_{t \max}}; \Delta t = 62 \text{ мм,} \quad (8)$$

где суммарный выход штока и винта составляет  
 $L = 345$  мм (выход винта относительно поршня  
245 мм, рабочий ход поршня 100 мм).

Максимальная толщина полномерной ко-  
лодки соответственно составит 72 мм.

### Оценка возможности применения цилиндра 670В в разработанной тормозной системе при торможении вагона на крутом затяжном спуске

На основании известной формулы [17] (9)  
для рассмотренной схемы определим необходи-  
мый максимально допустимый выход штока в

эксплуатации  $L_{\max}$  (максимальный выход штока,  
полученный с учетом износа колодок на крутом  
затяжном спуске):

$$n \leq \frac{L_{\max} - l_{упр}}{\frac{V_k}{m_k F_{тр}} + \Delta_c}, \quad (9)$$

где  $l_{упр.}$  – выход штока от упругих деформаций  
рычажной передачи;  $V_k$  – объемный износ ком-  
позиционной тормозной колодки  $83 \text{ см}^3$ ;  $m_k$  –  
число тормозных колодок, действующих на  
одно колесо (для четырехосных вагонов – од-  
на);  $F_{тр}$  – площадь трения композиционной  
тормозной колодки  $290 \text{ см}^2$ ;  $\Delta_c$  – средний зазор  
между тормозной колодкой и колесом, равный  
 $0,5\text{--}0,8$  см,  $n = n_{\max}$ .

С учетом  $\Delta_c = 0,8$  см (8 мм) и  $l_{упр} = 0,66$  см  
(6,6 мм) определяем  $L_{\max} \geq 5,96$  см (59,6 мм).  
Максимальный выход штока, полученный с уче-  
том износа колодок на крутом затяжном спуске,  
для цилиндра не превышает рабочего хода штока  
(100 мм).

### Определение условий применения максимально возможной толщины тормозных колодок в эксплуатации

При значении  $l_{шт. \max} = 44$  мм можно уви-  
деть, что определенные в [11] суммарные вы-  
ходы штока и винта цилиндра  $\Delta t$  на всех шести  
ступенях переключения монтажных размеров  
будут превышать максимально допустимый  
размер  $L = 345$  мм [16], т.е. полученные разме-  
ры будут недостаточными для применения ко-  
лодок толщиной 64 мм до полного их износа  
при разбиении диапазона износа обода колеса  
на шесть ступеней.

Учитывая передаточное отношение тор-  
мозной системы  $n = 4,88$  рассмотрим возмож-  
ность применения семи ступеней разбиения и  
разработаем уточненную таблицу монтажных  
размеров для вагона с колодками толщиной  $60 \pm 4$   
мм. Обозначения размеров в таблице соот-  
ветствуют рис. 2.

Максимальная суммарная величина вы-  
хода винта и штока (см. табл.) на каждой сту-  
пени переключений монтажных размеров при  
 $l_{шт.} = 44$  мм.

По порядку (от первой до седьмой ступе-  
ни) от максимального (теоретически) диаметра  
колеса до предельно изношенного суммарный  
выход штока и винта составит: 344, 338, 339,  
339, 341, 338, 338 мм.

Монтажные размеры тормозной рычажной передачи двухосной тележки грузового вагона с тормозными колодками толщиной  $60 \pm 4$  мм

Mounting dimensions of the brake lever gear of a two-axle trolley of a freight wagon with brake pads  $60 \pm 4$  mm thick

Обозначение размера Size indication	Величина размера при среднем диаметре колес тележки $D_{cp} = (D_1 + D_2) / 2$ , мм The size with the average diameter of the trolley wheel						
	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7
	964–948	947–932	931–916	915–898	897–880	879–862	861–844
Регулировочный размер в головке штока, $n$ Adjustment size in the rod head	0	0	50	0	50	50	50
Длина распорки, $P$ Spacer length	725	775	775	825	825	875	875
Расчетное расстояние между осью крепления цилиндра и внутренним отверстием в головке его штока, $C^*$ The calculated distance between the cylinder mounting axis and the internal hole in the head of its rod	616–916	588–882	575–870	596–891	586–883	560–854	602–896

Таким образом, получим возможность применения колодки толщиной  $60 \pm 4$  мм до полного ее износа при разбиении величины износа обода колеса на семь интервалов.

Применение колодок толщиной  $65^{+5}$  мм [5, 18] практически невозможно (размер интервала должен быть уменьшен еще на 12 мм по диаметру, с 15–16 мм). Кроме того, в [18] максимальным является дробление на семь интервалов.

Для применения колодок максимальной толщины необходимо иметь дополнительно не менее 30 мм хода штока и винта, что потребует изменения конструкции рассмотренного цилиндра.

### Заключение

Определен выход штока тормозного цилиндра, учитывающий все упругие деформации рычажной передачи  $l_{шт.} = 31–44$  мм при зазорах между колодками и колесами  $\delta_k = 5,25–7,7$  мм (при нормативе  $\delta_k = 5–8$  мм).

Расчитан максимальный выход штока тормозного цилиндра 670В (при движении на

крутом затяжном спуске) в рассмотренной системе  $L_{max} = 59,6$  мм, учитывающий полученную по результатам расчетов упругую составляющую  $l_{упр.} = 6,6$  мм, максимальный зазор между колодкой и колесом  $\delta_k = 8$  мм, величину износа композиционных колодок на крутом затяжном спуске  $V_k = 83$  см<sup>3</sup>. Эта величина не превышает рабочего хода штока (100 мм), что подтверждает возможность применения разработанной рычажной передачи с цилиндром 670В в эксплуатации.

Для рассмотренной модели рычажной передачи установлена максимальная толщина композиционных тормозных колодок 64 мм. Применение колодок с максимально допустимой в эксплуатации толщиной  $65 + 5$  мм (70 мм) до их полного износа потребует пересмотра конструкции цилиндра 670В для увеличения суммарного выхода штока и винта на величину не менее 30 мм. Увеличение хода штока дополнительно на 28–30 мм позволит отказаться от регулировки стяжной муфтой размера  $C^*_{min}$ .

### Список литературы

1. ГОСТ 31402-2013. Цилиндры тормозные железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия (ред. от 29.10.2015). Введ. 2014–07–01. М. : Стандартинформ, 2014. 12 с.



2. Синицын В.В. Регулирование выхода штока тормозного цилиндра вагона // Железнодорожный транспорт. 2018. № 8. С. 52–53.
3. ГОСТ 34434-2018. Тормозные системы грузовых железнодорожных вагонов. Технические требования и правила расчета. Введ. : 2019–08–01. М. : Стандартинформ, 2018. 31 с.
4. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. М. : ЦВ-ВНИИЖТ МПС РФ, 1996. 76 с.
5. Вагоны. Проектирование, устройство и методы испытаний / Л.Д. Кузьмич, А.В. Кузнецов, Б.А. Ржавинский и др. М. : Машиностроение, 1978. 376 с.
6. Карпычев В.А., Андреев П.А., Никитин Г.Б. К вопросу оценки и контроля тормозных нажатий колодок на колеса в зависимости от положений рычагов при регулировках рычажной передачи тележки 18-100 // Вестн. Науч.-исслед. ин-та ж.-д. трансп. 2013. № 5. С. 43–48.
7. Тулузин С.В., Горский Д.В. Оценка работоспособности тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона на различных стадиях износа колодок и колес // Вестн. Науч.-исслед. ин-та ж.-д. трансп. 2015. № 2. С. 38–44.
8. Пат. 3499507 США. Тормозное устройство и регулировочные средства тележки железнодорожного вагона / Д.Г. Скотт, Ф. Тэмпл. Заявл. : 22.10.1968 ; опублик. 10.03.1970.
9. Freight catalog // Tradefin industries : site. URL: <https://tradefin.com.ar/wp-content/uploads/2017/05/WabtecFreightCatalog.pdf> (Дата обращения 26.09.2023).
10. Башкиров К.В., Болотов К.Н., Палатов Д.В. Тормозное оборудование для современного вагона // Вагоны и вагонное хозяйство. 2011. № 4. С. 26–28.
11. Синицын В.В., Кобищанов В.В. Тормозная система для потележечного торможения грузовых вагонов // Вестник БГТУ. 2020. № 3 (88). С. 21–28.
12. ГОСТ 9246-2013. Тележки двухосные трехэлементные грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия. Введ. 2014–07–01. М. : Стандартинформ, 2014. 37 с.
13. Правила технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава : утв. Советом по ж.-д. трансп. государств-участников Содружества : протокол от 6-7 мая 2014 г. № 60 (приложение № 18). Доступ из справ.-прав. системы АСПИЖТ в локал. сети.
14. ТУ 2571-028-00149386-2000. Колодки тормозные композиционные с сетчато-проволочным каркасом для железнодорожных грузовых вагонов. Технические условия.
15. ТУ 3184-503-05744521-95. Цилиндры тормозные со встроенным регулятором 670. Технические условия.
16. Синицын В.В. Методика расчета выхода штока тормозного цилиндра грузовых четырехосных вагонов с учетом упругой составляющей // Тяжелое машиностроение. 2015. № 6. С. 19–23.
17. Расчет и проектирование пневматической и механической частей тормозов вагонов / П.С. Анисимов, В.А. Юдин, А.Н. Шамаков и др. М. : Маршрут, 2005. 248 с.
18. Общее руководство по ремонту тормозного оборудования вагонов 732-ЦВ-ЦЛ : утв. на 54-м заседании Совета по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества (п. п. 29.3 п. 1 протокола от 18-19.05.2011 г.). Доступ из справ.-прав. системы АСПИЖТ в локал. сети.

### References

1. GOST 31402-2013. Tsilindry tormoznye zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Obshchie tekhnicheskie usloviya (red. ot 29.10.2015) [State Standard 31402-2013. Brake cylinders for railway rolling stock. General specifications]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 12 p.
2. Sinitsyn V.V. Regulirovanie vykhoda shtoka tormoznogo tsilindra vagona [Regulation of the output of the brake cylinder rod of the wagon]. *Zheleznodorozhnyi transport* [Railway transport], 2018, no. 8, pp. 52–53.
3. GOST 34434-2018. Tormoznye sistemy gruzovykh zheleznodorozhnykh vagonov. Tekhnicheskie trebovaniya i pravila rascheta [State Standard 34434-2018. Brake systems of freight cars. Technical requirements and calculation rules]. Moscow: Standartinform Publ., 2018. 31 p.
4. Tipovoi raschet tormoza gruzovykh i refrizheratornykh vagonov [Typical calculation of the brakes of freight and refrigerated wagons]. Moscow: TsV-VNIIZhT MPS RF Publ., 1996. 76 p.
5. Kuz'mich L.D., Kuznetsov A.V., Rzhavinskii B.A., Spivakovskii A.L., Kirillov V.I., Peirik Kh.I., Myslivets B.M. [Wagons. Design, device and test methods]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1978. 376 p.
6. Karpychev V.A., Andreev P.A., Nikitin G.B. K voprosu otsenki i kontrolya tormoznykh nazhatii kolodok na kolea v zavisimosti ot polozhenii ryuchagov pri regulirovках ryuchazhnoi peredachi telezhki 18-100 [On the issue of evaluation and control of brake pad presses on wheels depending on the positions of levers when adjusting the lever transmission of the trolley 18-100]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta* [Bulletin of the Research Institute of Railway Transport], 2013, no. 5, pp. 43–48.
7. Tuluzin S.V., Gorskii D.V. Otsenka rabotosposobnosti tormoznoi ryuchazhnoi peredachi telezhki gruzovogo vagona na razlichnykh stadiyakh iznosa kolodok i kolea [Evaluation of the performance of the brake lever transmission of a freight wagon trolley at various stages of wear of pads and wheels]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta* [Bulletin of the Research Institute of Railway Transport], 2015, no. 2, pp. 38–44.
8. Daniel G. Scott, Fred Temple. Patent US 3499507 A, 10.03.1970.
9. Freight catalog. Available at: <https://tradefin.com.ar/wp-content/uploads/2017/05/WabtecFreightCatalog.pdf> (Accessed September 26, 2023).
10. Bashkirov K.V., Bolotov K.N., Palatov D.V. Tormoznoe oborudovanie dlya sovremennogo vagona [Braking equipment for a modern wagon]. *Vagony i vagonnoe khozyaistvo* [Wagons and wagon facilities], 2011, no. 4, pp. 26–28.

11. Sinitsyn V.V., Kobishchanov V.V. Tormoznaya sistema dlya potelezhechnogo tormozheniya gruzovykh vagonov [Braking system for the sweating braking of freight wagons]. *Vestnik BGTU* [Bulletin of the Bryansk State Technical University], 2020, no. 3 (88), pp. 21–28.

12. GOST 9246-2013. Telezhki dvukhosnye trekhelementnye gruzovykh vagonov zheleznykh dorog kolei 1520 mm. Obshchie tekhnicheskie usloviya [State Standard 9246-2013. Bogies two-axle three-piece for freight wagons of 1520 mm gauge railways. General technical specifications]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 37 p.

13. Pravila tekhnicheskogo obsluzhivaniya tormoznogo oborudovaniya i upravleniya tormozami zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: utv. Sovetom po zheleznodorozhnomu transportu gosudarstv-uchastnikov Sodruzhestva, protokol ot 6-7 maya 2014 g № 60 (prilozhenie № 18) [Rules for the maintenance of brake equipment and brake control of railway rolling stock : approved by the Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States, Protocol no 60, dated May 6–7, 2014 (Annex no 18)].

14. TU 2571-028-00149386-2000. Kolodki tormoznye kompozitsionnye s setchato-provolochnym karkasom dlya zheleznodorozhnykh gruzovykh vagonov [Technical conditions 2571-028-00149386-200. Composite brake pads with mesh-wire frame for railway freight wagons. Technical conditions].

15. TU 3184-503-05744521-95. Tsilindry tormoznye so vstroennym regulyatorom 670. Tekhnicheskie usloviya [Technical conditions 3184-503-05744521-95. Brake cylinders with built-in regulator 670. Technical conditions].

16. Sinitsyn V.V. Metodika rascheta vykhoda shtoka tormoznogo tsilindra gruzovykh chetyrekhosnykh vagonov s uchedom uprugoi sostavlyayushchei [Method of calculating the output of the brake cylinder rod of freight four-axle wagons taking into account the elastic component]. *Tyazheloe mashinostroenie* [Heavy engineering], 2015, no. 6, pp. 19–23.

17. Anisimov P.S., Yudin V.A., Shamakov A.N., Korzhin S.N. Raschet i proektirovanie pnevmaticheskoi i mekhanicheskoi chastei tormozov vagonov [Calculation and design of pneumatic and mechanical parts of wagon brakes]. Moscow: Marshrut Publ., 2005. 248 p.

18. Obshchee rukovodstvo po remontu tormoznogo oborudovaniya vagonov 732-TsV-TsL: utv. na 54-m zasedanii Soveta po zheleznodorozhnomu transportu gosudarstv – uchastnikov Sodruzhestva (p.p. 29.3 p. 1 protokola ot 18-19.05.2011 g.) [General manual for the repair of braking equipment of wagons 732-TsV-TsL : approved at the 54th meeting of the Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States (item 29.3 item 1 of the Protocol dated May 18–19, 2011)].

#### Информация об авторах

**Синицын Владимир Владимирович**, кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор ООО «ТМХ Инжиниринг», обособленное предприятие в г. Брянск «КБ «Локомотивы», г. Брянск; e-mail: universalmash@yandex.ru.

**Петров Геннадий Иванович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой вагонов и вагонного хозяйства, Российский университет транспорта (МИИТ), г. Москва; petrov-gi@gmail.com.

#### Information about the authors

**Vladimir V. Sinitsyn**, Ph.D. in Engineering Science, Leading Design Engineer of TMH Engineering LLC, Separate Enterprise in Bryansk «Locomotives Design Bureau», Bryansk; e-mail: universalmash@yandex.ru.

**Gennadii I. Petrov**, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Head of the Department of Wagons and Wagon Facilities, Russian University of Transport (MIIT), Moscow; e-mail: petrovgi@gmail.com.