

УДК 629.4.077-592-52

DOI: 10.12737/18264

Е.В. Сливинский, Т.Е. Митина

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ПЕРСПЕКТИВНОГО СТОЯНОЧНОГО ТОРМОЗА ДЛЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции непрямодействующего тормоза для грузовых вагонов. Разработка рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей стране, так и за ру-

бежом с целью ее дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

**Ключевые слова:** запасный резервуар, тормозной цилиндр, воздухораспределитель, поршень, стакан, тормозные колодки, упругий элемент, стояночный тормоз.

E.V. Slivinsky, T.E. Mitina

## CHOICE OF RATIONAL GEOMETRIC AND KINETIC PARAMETERS OF SPRINGING ELEMENT IN PROMISING PARKING BRAKE FOR FREIGHT CARS

It is well-known that at long braking and parking of a train or a single railroad car the air pressure in brake cylinders and control reservoirs gradually drops because of air leaks that results in exhaustion of brake as a consequence of this a rolling-stock can start spontaneous motion which can cause severe damages and accidents. It is a substantial drawback in an indirect-acting automatic brake. To eliminate such a drawback there was developed a promising brake design at the

level of an invention in Bunin ESU and a set of computations for the substantiation of rational parameters for a springing element excluding the cessation of brake functioning and hence a possibility for spontaneous rolling-stock motion.

**Key words:** control reservoir, brake cylinder, air distributor, piston, bucket, brake blocks, springing (elastic) element, parking brake.

### Введение

В настоящее время в конструкциях грузовых вагонов нашли широкое применение пневматические тормозные устройства. Такие устройства являются непрямодействующими пневматическими тормозами, так как при разрыве звеньев электропоезда или тормозной магистрали, а также при открытии крана экстренного торможения автоматически приходят в действие. Благодаря более быстрому и эффективному действию автотормоза увеличивают безопасность движения и позво-

ляют значительно повысить скорости движения электропоездов. Однако при длительных торможениях или стоянках поезда или одиночных вагонов давление воздуха в тормозных цилиндрах и запасных резервуарах вследствие имеющихся утечек постепенно уменьшается, что приводит к истощению тормоза. Это является существенным недостатком непрямодействующего автоматического тормоза [1;2].

### 1. Описание конструкции и работы перспективного тормоза

Анализ существующих тормозных систем отечественного и зарубежного подвижного состава показывает, что на сегодняшний день отсутствуют технические средства, позволяющие в случае утечки сжатого воздуха из запасных резервуаров вагонов и отсутствия тормозных башмаков, укладываемых на рельсах под их колёса, исключить его самодвижение как на

станционных путях, так и на путях в пунктах отстоя.

На протяжении ряда лет в ЕГУ им. И. А. Бунина по заказу Управления Юго-Восточной железной дороги (филиала ОАО «РЖД») СКБ университета проводится НИР, направленная на повышение эффективности и безопасности движения подвижного состава и его модернизацию.

Одним из разделов данной НИР является тема, связанная с разработкой технических средств, исключающих самодвижение подвижного состава, находящегося как на магистральных и станционных путях, так и на путях его отстоя. С учётом этого, а также результатов анализа многочисленных библиографических источников, отечественных и зарубежных патентов разработано перспективное техническое решение, признанное изобретением (RU2374111), которое исключает возможность самодвижения как одиночных вагонов, так и поездов в целом в случае истощения пневматического тормоза.

На рисунке показана принципиальная схема тормоза применительно к грузовым вагонам, широко используемым в эксплуатационных условиях.

Такой тормоз состоит из тормозной магистрали 1, связанной с воздухораспределителем 2 с помощью трубопровода 3. В свою очередь воздухораспределитель 2 со-

единен трубопроводом 4 с полостью 5 основного тормозного цилиндра 6, поршень 7 которого подпружинен пружиной сжатия 8 относительно последнего. Поршень 7 снабжен штоком 9, взаимосвязанным с рычажной передачей 10 управления тормозными колодками 11, примыкающими к колесам 12 рельсового транспортного средства, перекатывающимся по рельсам 13. Второй шток 14 поршня 7 снабжен упором 15, контактирующим с поршнем 16 дополнительного цилиндра 17. Поршень 16 примыкает к подвижному стакану 18, внутри которого размещена пружина сжатия 19, а сам стакан снабжен стержнем 20, фиксируемым стопором 21, установленным на раме 22 рельсового транспортного средства. Полость 23 дополнительного цилиндра 17 соединена трубопроводом 24 с запасным резервуаром 25, который с помощью трубопровода 26 связан с воздухораспределителем 2.

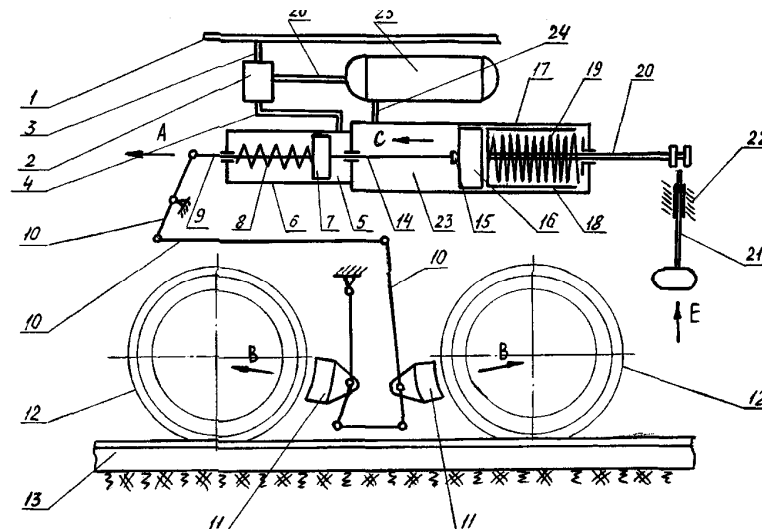


Рис. Принципиальная схема тормоза

Работа тормоза в стояночном режиме заключается в том, что по мере падения давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре 6 пружина сжатия 19 дополнительного цилиндра 17 постоянно удерживает рычажную систему 10 в таком состоянии, когда тормозные колодки 11 прижаты к колесам 12 и создают необходимую тормозную силу, исключая тем самым самодвижение подвижного состава. В то же время перед роспуском состава на сорти-

ровочных горках тормозное устройство фиксируют вручную стопором 21, что исключает возможность прижатия тормозных колодок 11 к колесам 12.

Анализ представленной конструкции показывает, что основным и ответственным её конструкционным элементом является винтовая пружина сжатия, установленная в дополнительном цилиндре. Для определения её геометрических парамет-

ров и надёжности использована следующая

## 2. Расчёт параметров упругого элемента тормоза

Известно, что винтовые пружины сжатия, характеризуемые средним диаметром  $D$ , обычно нагружены по концам, причём действующая нагрузка сводится к силам  $P$ , направленным вдоль оси симметрии пружины, и парам моментов  $\mathfrak{M}$ , действующим в торцевых плоскостях, перпенди-

$$N = \int_F \sigma_t dF, \quad Q = \int_F \tau_{tb} dF, \quad M_t = \mathfrak{M} \sin \alpha + \frac{PD}{2} \cos \alpha, \quad M_b = \mathfrak{M} \cos \alpha - \frac{PD}{2} \sin \alpha.$$

Обычно в практике силы  $N$  и  $Q$  имеют второстепенное значение по сравнению с крутящим и изгибающим моментами  $M_t$  и  $M_b$ . Поэтому примем последние в качестве расчётных параметров при исследовании напряжённого состояния пружины, установленной в дополнительном цилиндре тормоза. Известно также, что в процессе деформации пружины сжатия витки её перемещаются друг относительно друга поступательно, а это свидетельствует об

$$\lambda_0 = \frac{16(1 + \mu)PD_0^3 i_0}{Ed^4 \cos \alpha_0 (1 + \mu \sin^2 \alpha_0)},$$

где  $E$  – модуль упругости материала;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $d$  – диаметр прутка пружины.

Для того чтобы торцы пружины, нагруженные моментами  $\mathfrak{M}$ , не переме-

$$P_0 = -\frac{\mu \mathfrak{M} \sin 2\alpha_0}{D_0 (1 + \mu \cos^2 \alpha_0)}, \quad \theta = \frac{64 \mathfrak{M} D_0 i_0}{Ed^4}.$$

Ранее было отмечено, что при нагружении цилиндрической пружины по торцам осевыми силами и парой моментов её витки работают одновременно на кручение, изгиб и растяжение-сжатие. При та-

$$\sigma_t = -\frac{M_b}{W_b} + \frac{N}{F} \quad \text{и} \quad \tau_{tb} = -\frac{M_t}{W_t} + \beta \frac{Q}{F},$$

где  $\beta$  – коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения витка.

Но так как витки цилиндрических пружин обычно имеют значительную кривизну, то это оказывает существенное влияние на закон распределения внутренних сил в поперечных сечениях витков, что приводит к значительному росту напря-

щая методика.

кулярных оси  $z$  [4]. Используя известный метод сечений, предположим, что в избранном сечении нагруженной указанной пружиной возникнут внутренние усилия:  $N$  – нормальные,  $Q$  – перерезывающие в двух плоскостях,  $M$  – изгибающий и крутящий моменты.

отсутствии относительного поворота сечений пружины [4]. Учитывая, что перемещения пружины малы по сравнению с соответствующими им размерами, а её торцы являются неповорачивающимися, можно воспользоваться следующими зависимостями, позволяющими вычислить осевое перемещение пружины  $\lambda_0$  и моменты  $\mathfrak{M}$ , действующие в торцевых плоскостях, перпендикулярных оси  $z$ :

$$\mathfrak{M} = -\frac{\mu PD_0 \sin 2\alpha_0}{4(1 + \mu \sin^2 \alpha_0)},$$

щались в осевом направлении, осевую силу  $P_0$  и угловое перемещение  $\theta$  торцов пружины определяют соответственно по формулам

ком подходе нормальные и касательные напряжения в поперечных сечениях витков можно определить по известным зависимостям

жений. Поэтому напряжения, возникающие на внутреннем волокне витков в опасных точках, рекомендуется определять по формулам, полученным с помощью методов теории упругости Н.А. Чернышевым [4], которые имеют вид

$$\sigma_b = k_{bp} \frac{PD}{W_b}, \quad \sigma_t = k_{tp} \frac{PD}{W_b}, \quad \tau_{tb} = \tau_{bt} = k_p \frac{PD}{W_t}, \quad (1)$$

где  $k_{bp}$ ,  $k_{tp}$ ,  $k_p$  - коэффициенты, зависящие от угла подъёма витка  $\alpha$  и индекса пружины  $C$  при коэффициенте Пуассона  $\mu = 0,3$ .

Конструктивная особенность тормозных устройств на подвижном составе, как уже было отмечено, заключается в следующем: для того чтобы привести тормоз в действие, необходимо понизить давление в тормозной магистрали на определенную величину. Ясно, что режимы падения давления и темп его понижения при медленном, служебном и экстренном торможении значительно отличаются от стояночного режима, когда такое понижение связано с самопроизвольными утечками сжатого воздуха из тормозных цилиндров. Поэтому для расчета рациональных параметров винтовой пружины сжатия, обеспечивающих надёжное торможение подвижного состава в случае истощения тормоза, разработана методика, например, применительно к грузовому четырехосному полувагону грузоподъемностью 60 т, у которого нагрузка на ось составляет 20 т.

Расчёты показали, что при давлении сжатого воздуха 0,15 МПа ( $1,5 \text{ кг/см}^2$ ) при уклоне 10 ‰ моменты на колесе вагона, создаваемые при возможном начале его самодвижения, и тормозные моменты со-

ответственно равны  $T_l = 0,16 \text{ т·м}$  и  $T_{mp} = 0,35 \cdot 0,45 = 0,16 \text{ т·м}$ . Отсюда видно, что  $T_l = T_{mp}$  и последующее снижение давления может привести к самодвижению вагона. Понятно, что пружина сжатия дополнительного цилиндра 19 (рисунок) должна развивать такое усилие, которое при давлении сжатого воздуха в его полости, несколько большем  $1,5 \text{ кг/см}^2$ , переместило бы шток 14 по стрелке А, поджав колодки к колёсам. Поэтому в качестве дополнительного цилиндра 17 (рисунок) выбран цилиндр с площадью поршня  $730 \text{ мм}^2$ . При давлении 0,15 МПа ( $1,5 \text{ кг/см}^2$ ) он разовьет усилие  $P_y^D = 1,5 \cdot 730 = 1,1 \text{ т}$ . Следовательно, пружина сжатия 19 должна развить усилие порядка 1,32 т (коэффициент запаса примем 1,2). Выбираем из справочника [3] пружину со следующими характеристиками:  $D_{нар} = 160 \text{ мм}$ ;  $D_{ср} = 138 \text{ мм}$ ; диаметр прутка - 22 мм; шаг  $t = 44 \text{ мм}$ ; высота  $H_{св} = 407 \text{ мм}$ ; материал - сталь 60С2 (ГОСТ 2590-51). Рабочее усилие пружины составляет 1,4 т. Рассчитаем численные значения нормальных и касательных напряжений, возникающих в витках такой пружины, по формулам (1):

$$\sigma_b = k_{bp} \frac{PD}{W_b} = 0,004 \frac{32 \cdot 1320 \cdot 13,8}{3,14 \cdot 2,2^3} = 69,7 \text{ кг/см}^2 = 6,97 \text{ МПа},$$

$$\sigma_t = k_{tp} \frac{PD}{W_b} = 0,014 \frac{32 \cdot 1320 \cdot 13,8}{3,14 \cdot 2,2^3} = 244,1 \text{ кг/см}^2 = 24,4 \text{ МПа},$$

$$\tau_{tb} = \tau_{bt} = k_p \frac{PD}{W_t} = 0,054 \frac{16 \cdot 1320 \cdot 13,8}{3,14 \cdot 2,2^3} = 470,7 \text{ кг/см}^2 = 47,07 \text{ МПа},$$

где  $k_{bp}$ ,  $k_{tp}$ ,  $k_p$  при  $C = D/d = 138/22 \approx 6$  и  $\alpha = 15^\circ$  (выбраны из табл. 4.5 [4]) соответственно равны 0,002, 0,014 и 0,054.

### Заключение

В заключение следует отметить, что различные типы подвижного состава, как в нашей стране, так и за рубежом, могут быть снабжены описанным устройством с учетом его массовых и конструктивных характеристик. Используя методику расче-

Очевидно, что условие прочности для стали 60С2 (ГОСТ 2590-51), имеющей предел прочности  $\sigma_B = 6760 \text{ кг/см}^2 = 676 \text{ МПа}$ , выполнено.

та, представленную выше, можно рассчитать рациональные геометрические и кинематические параметры предложенного устройства, исключая возможность самодвижения вагонов.

С учётом многообразия конструкций грузовых и пассажирских вагонов, применяемых на железнодорожном транспорте и в промышленности, а следовательно, и необходимости использования большого количества исходных данных для расчёта рациональных конструкционных параметров описанного устройства самоторможения подвижного состава разработана программа для ЭВМ на языке Delphi, позволяющая решать поставленные задачи.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / под ред. Л. А. Шадура. - М.: Транспорт, 1980 – 439 с.
2. Крылов, В. И. Тормоза локомотивов/ В.И. Крылов. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 461 с.
1. Cars. Design, Theory and Computation / under the editorship of L.A. Shadur. - M.: Transport, 1980 – pp.439.
2. Krylov, V.I., Locomotive Brakes / V.I. Krylov. – M.: Transzheldorizdat, 1963. – pp. 461.

#### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры «Механика и технологические процессы» Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, тел.: 8-920-246-86-81.

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, D.Eng., Prof. of the Dep. “Mechanics and Engineering Processes” Bunin State University of Yelets, Phone: 8-920-246-86-81.

Результаты исследования переданы руководству Управления ЮВЖД в виде экспресс-отчёта по проведенной части указанной НИР и рекомендуются к использованию соответствующим НИИ, специализированным КБ и промышленным предприятиям, проектирующим и изготавливающим грузовой подвижной состав, как в нашей стране, так и за рубежом.

3. Заплетохин, В.А. Конструирование деталей механических устройств: справочник / В.А. Заплетохин. – Л.: Машиностроение, 1990. – 669 с.
4. Пономарев, С.Д. Расчёт упругих элементов машин и приборов/ С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
3. Zapletokhin, V.A. Parts and Mechanical Devices Designing: Reference Book / V.A. Zapletokhin. – L.: Mechanical Engineering, 1990. – pp. 669.
4. Ponomaryov, S.D. Computation of Resilient Members of Machines and Devices/ S.D. Ponomaryov, L.E. Andreyeva. – M.: Mechanical Engineering, 1980. – pp. 326.

*Статья поступила в редколлегию 18.01.2016.*

*Рецензент: д.т.н., профессор  
Московского государственного  
университета путей сообщения  
Петров Г.И.*

**Митина Татьяна Евгеньевна**, соискатель Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, тел.: +7 (47467) 4-25-75.

**Mitina Tatiana Evgenievna**, Competitor of Bunin State University of Yelets, Phone: +7 (47467) 4-25-75.