

УДК 625.282
DOI: 10.12737/18199

Е.В. Сливинский, В.И. Киселёв

РАЗРАБОТКА ПЕРСПЕКТИВНОГО СТОЯНОЧНОГО ТОРМОЗА ДЛЯ ЛОКОМОТИВОВ

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции стояночного тормоза для тепловозов. Разработка рекомендуется научно-исследовательским и промышленным структурам в области тяжёлого машиностроения как в нашей стране, так и за рубежом с целью ее

дальнейшего изучения и возможного внедрения в практику.

Ключевые слова: тяговый электродвигатель, колёсная пара, пневмоцилиндр, букса, поршень, шлицевые втулки, стояночный тормоз.

E. V. Slivinsky, V. I. Kiselyov

PROMISING PARKING BRAKE DEVELOPMENT FOR LOCOMOTIVES

It is well-known that at a long-term locomotive parking an air pressure in brake cylinders and control reservoirs because of available leakages drops gradually that results in brake exhaustion. It is a significant drawback in an indirect-functioning automatic brake. In Bunin YSU at the level of an invention there was developed a promising design of a parking brake ex-

cluding such a drawback and a set of computations for the substantiation of its rational parameters to exclude a possibility of locomotive spontaneous motion was carried out.

Key words: propulsion electric motor, wheel pair, pneumatic actuator, axle-box, piston, splined bushes, parking brake.

Введение

Железнодорожный транспорт занимает особое место в развитии инфраструктуры государства и его экономики. Половина всего грузооборота приходится на этот вид транспорта. В настоящее время во всем мире происходит радикальное изменение возможностей системы железнодорожного сообщения как за счет строительства скоростных монорельсовых путей, так и посредством совершенствования магистральных локомотивов и вагонов. Принципиально новые технические решения при проектировании отдельных элементов и систем составляют интеллектуальную основу создания транспортных средств будущего.

Известно, что важным конструктивным элементом локомотивов являются тормозные устройства, представляющие собой комплекс тормозных средств, предназначенных для создания регулируемых тормозных сил. Такие тормозные средства включают в себя колодочные, электродинамические, дисковые, электромагнитные тормоза. При высокоскоростном движении могут быть использованы аэродина-

мические тормозные устройства. Наиболее распространенными являются колодочные тормоза, управляемые пневмоцилиндрами через тормозную рычажную передачу [1;2].

При расчетах колодочного тормоза важным параметром является сила нажатия тормозных колодок, обеспечивающая необходимый тормозной эффект для решения задачи безаварийного движения на транспорте. Тормозная сила колесных пар не должна превышать максимально возможную силу сцепления колес с рельсами. Допускаемую силу нажатия определяют по известной формуле [1] (она также может быть использована для дискового тормоза)

$$\sum K = \frac{\alpha 2P\psi_k R_k}{\phi_k r}, \quad (1)$$

где α - коэффициент, учитывающий разгрузку колесной пары от действия динамических сил при торможении; $2P$ - нагрузка от колесной пары на рельсы; ψ_k - коэффициент сцепления колеса с рельсом; ϕ_k - коэффициент трения скольжения в зоне контакта колодки с колесом; R_k - радиус

колеса; r - расчетный радиус тормозного диска.

Для упрощения расчета допускаемой силы нажатия принимают, что коэффициент нажатия тормозной колодки $\delta = \frac{\sum K}{2l}$.

Это вызвано тем, что коэффициент φ_k , входящий в формулу (1), зависит от силы нажатия K . На основании результатов исследований и опыта эксплуатации ЦНИИ МПС и ВНИТИ рекомендуется использовать в расчетах коэффициент δ , выбранный из справочников. В дальнейшем по окончательно выбранной силе нажатия выполняют тормозные расчеты по определению теплового режима тормоза. После выбора схемы рычажной передачи подбирают необходимый тип тормозного цилиндра и рассчитывают передаточное число рычажной передачи.

Существенным недостатком колодочного тормоза является то, что при движении колесной пары с большими скоростями и сокращении тормозного пути необходимо создание значительного по величине тормозного усилия. Однако это зачастую приводит к юзу колес, т.е. движению колесной пары без ее вращения. Известно, что на колесо действует пара тормозных сил, момент которых равен $2rK\varphi_k$. Этот момент направлен против движения часовой стрелки. Уравновешивающий момент складывается из момента $R \cdot a$ и момента M_u инерции вращающихся частей колесной пары. Таким образом, условие равновесия имеет вид

$$2rK\varphi_k = Q\psi r + M_u.$$

Величина коэффициента сцепления колес с рельсами в эксплуатационных условиях меняется в широких пределах в зависимости от состояния рельсов и погоды. Самый низкий коэффициент сцепления колес с рельсами наблюдается при наличии на них смеси буксовой смазки с торфяной пылью или инея. И если заторможенное колесо накатывается на такой участок рельса, то момент силы сцепления

1. Описание конструкции и работы стояночного тормоза

В течение 2012-2014 гг. кафедрой механики и технологических процессов ЕГУ им. И.А. Бунина совместно с кафедрой

резко уменьшается, в то время как тормозной момент остается неизменным. Поскольку вес самой колесной пары (например пассажирского вагона) составляет порядка 10% от общей силы давления на рельсы, то под действием тормозного момента она начинает резко уменьшать скорость вращения. А так как с уменьшением скорости вращения возрастает коэффициент трения между колодкой и колесом, то тормозной момент еще более увеличивается. Такое движение экипажа с заклиненным колесом приводит к образованию ползунов на его поверхности катания. Образование же ползунов приводит к значительным трудовым и материальным затратам локомотивных депо на восстановление поверхностей катания бандажей колес.

Известно, что в конструкциях тепловозов и электровозов для создания ими тягового усилия, необходимого для вождения как пассажирских, так и грузовых поездов, широко используются колёсно-моторные блоки (КМБ) [3;4]. Они состоят из колёсных пар с буксами, на осях которых с помощью моторно-осевых подшипников навешены тяговые электродвигатели. Их боковые стороны с помощью пружинных подвесок взаимосвязаны с рамой тележки тепловоза или электровоза. Обычно локомотивы оснащены тележками, снабженными тремя (тепловозы) или двумя (электровозы) КМБ и системой торможения, включающей в себя компрессор, запасные резервуары, тормозные цилиндры и рычажные механизмы привода тормозных колодок. Существенным недостатком таких локомотивов (в частности КМБ) является то, что в случае их длительной стоянки происходит истощение тормоза, а следовательно, не исключено самодвижение локомотивов. При этом колесно-моторные блоки не имеют устройств, блокирующих самовращение колёсных пар в случае отказа основной тормозной системы экипажей.

рой «Электропоезда и локомотивы» МИИТ по заказу Елецкого участка Белгородского отделения ЮВЖД (филиала ОАО «РЖД»)

проводилась НИР, направленная на совершенствование конструкции железнодорожного подвижного состава. По одному из ее разделов выполнялись работы, связанные с разработкой тормозных устройств локомотивов, исключающих самодвижение последних в случае истощения тормоза. По результатам проведенного анализа значительного числа литературных источников, отечественных и зарубежных патентов университетом разработана конструкция стояночного тормоза для локомотивов, признанная изобретением (RU2551861), которая исключает описанные недостатки.

Рассмотрим подробнее конструкцию бесчелюстной тележки тепловоза, исключаящую указанные недостатки.

На рисунке показаны принципиальная схема (вид сверху) колесно-моторного блока, расположенного вдоль железнодорожного пути, и его блокирующее устройство в разрезе.

Колесно-моторный блок локомотива состоит из тягового электродвигателя 1,

навешенного на ось 2 колесной пары 3, снабженной буксами 4, взаимосвязанными с тележкой 5 локомотива. Тяговый электродвигатель 1 также навешен на тележку 5. На оси 2 колесной пары 3 закреплено зубчатое колесо 6, контактирующее с шестерней 7, закреплённой на валу 8 тягового электродвигателя 1. С противоположной стороны тягового электродвигателя 1 вал 8 снабжен шлицами 9, взаимодействующими с ответными шлицами 10, выполненными в блоке 11 шлицевых втулок, который жестко закреплен на поршне 12 пневмоцилиндра 13, жестко закрепленного на тяговом электродвигателе 1. Поршень 12 подпружинен пружиной сжатия 14. Блок 11 шлицевых втулок снабжен также шлицами 15, взаимосвязанными с ответными, выполненными на кольце 16, жестко закрученном на тяговом электродвигателе 1. Пневмоцилиндр 13 снабжен трубопроводом 17. Колесная пара 3 перемещается по рельсовому пути 18.

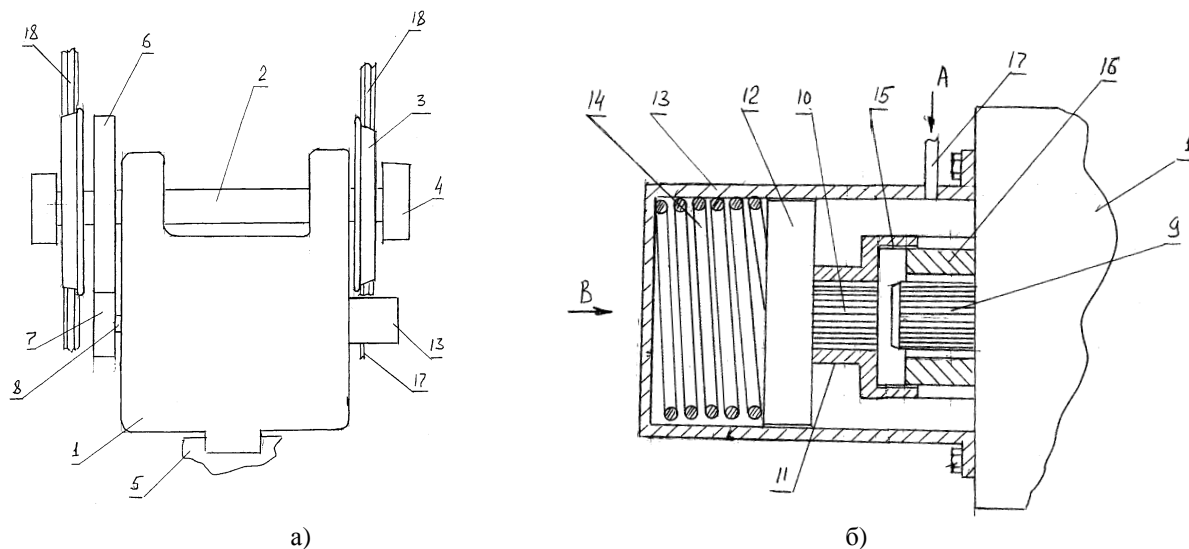


Рис. Принципиальная схема (а) и блокирующее устройство (б) колесно-моторного блока

Работает колесно-моторный блок локомотива следующим образом. В процессе движения локомотива по рельсовому пути 18 вращение колесной пары 3 происходит за счёт передачи крутящего момента от вала 8 тягового электродвигателя 1 через шестерню 7 и зубчатое

колесо 6. При этом все детали, показанные на рисунке, занимают такое положение за счёт прохода сжатого воздуха от запасного резервуара (на рисунке он не показан) по стрелке А через трубопровод 17. В данном случае поршень 12 находится в крайнем левом положе-

нии, полностью сжав пружину сжатия 14, поэтому шлицы 15 блока 11 шлицевых втулок не связаны со шлицами 9 вала 8 тягового электродвигателя 1.

Предположим, что локомотив находится в отстое. Через некоторое время за счёт утечки из запасного резервуара сжатый воздух также истекает из пневмоцилиндра 13 в направлении, противоположном стрелке А. Падение же давления сжатого воздуха способствует перемещению поршня 12 по стрелке В под действием ранее сжатой пружины 14. Блок 11 шлицевых втулок переместится совместно с ним в том же направлении. В результате такого перемещения шлицы 10 войдут в контакт со шлицами 9, что исключит самодвижение колёсной пары 3. Торможение вала 8 тягового электродвигателя 1 происходит за счёт того, что блок 11 шлицевых втулок одновременно фиксирован шлицами

Расчёт конструкционных параметров стояночного тормоза

Анализ предложенного технического решения показывает, что ответственным элементом конструкции, обеспечивающим удержание локомотива на месте в случае истощения тормоза, являются шлицы 9, взаимодействующие с ответными шлицами 10, выполненными в блоке 11 шлицевых втулок. Выполним расчёт на прочность такого соединения применительно к тепловозу ТЭП75, который имеет следующие характеристики: сцепная масса - 138 т, нагрузка на ось $P = 24,5$ т, сила тяги - 18 т, передаточное число редуктора КМБ $U = 3,12$, диаметр колеса колёсной пары $D = 1220$ мм, количество тормозных цилиндров на одной тележке - 6 шт., их диаметр - 245 мм, рабочее давление - 0,6 МПа.

$$F_{mp} = \frac{K}{2} f_{ск} = 5,51 \cdot 0,18 = 0,99 \text{ тс},$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения чугуна по стали, равный 0,18.

$$T_1 = F_{mp} D/2 = 0,99 \cdot 1,220/2 = 0,604 \text{ тс} \cdot \text{м} = 604 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Понятно, что момент, способный осуществить вращение колеса, на участке рельсового пути с уклоном $\frac{0}{100}$ отсутствует и не может привести к самодвижению тепловоза в целом. Считаем также,

15, постоянно связанными с подобными шлицами, выполненными на внешней круговой поверхности кольца 16, жестко присоединённого к корпусу тягового электродвигателя 1. Как только возникает необходимость перемещения локомотива, сжатый воздух широко известными способами подают в трубопровод 17, в результате чего поршень 12 перемещается в направлении, обратном стрелке В, и шлицы 10 выходят из контакта со шлицами 9, расфиксируя тем самым вал 8 тягового электродвигателя 1. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Технико-экономическое преимущество предложенного технического решения в сравнении с известными очевидно, так как оно позволяет исключить самодвижение локомотива в случае истощения тормоза.

Предположим, что тепловоз находится в отстое на площадке станционного пути или другом его участке с уклоном $\frac{0}{100}$.

При этом давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре составляет $p = 3,5$ кгс/см². Согласно рекомендациям работы [1], примем коэффициент нажатия тормозных колодок $\delta = 0,45$. Тогда сила нажатия на одну ось составит $K = P \cdot \delta = 24,5 \cdot 0,45 = 11,025$ тс, а на одно колесо - 5,51 тс. Так как на нём установлены две тормозные колодки, то к колесу каждая из них поджмётся с усилием 2,75 т. Сила трения между колесом и двумя тормозными колодками, поджатыми к нему, будет равна

Следовательно, тормозной момент на одном колесе будет равен

что при таком давлении сжатого воздуха в тормозном цилиндре диаметром 254 мм с площадью поршня $S = \pi r^2 = 506,4$ см² его шток разовьет усилие $P_y = p S = 3,5 \cdot 506,4 = 1,772$ т. Предположим, что давление сжатого воздуха за счет различных утечек

упало до $1,5 \text{ кг/см}^2$, тогда $P_y = p S = 1,5 \cdot 506,4 = 0,760 \text{ т}$. Сила трения также снизится и будет равна $F_{mp} = 0,510 \text{ т}$.

Очевидно, что если тепловоз расположен на уклоне $0/00$, как это описано выше, то самодвижение его, как и при давлениях сжатого воздуха $3,5$ и $1,5$

$$T = \frac{P}{2} \cos 89^\circ 20' = 12,25 \cdot 0,035 = 0,429 \text{ т.}$$

Вычислим момент T_l на колесе, создаваемый этой силой:

$$T_l = T d_k / 2 = 0,429 \cdot 0,61 = 0,26 \text{ т}\cdot\text{м},$$

где d_k - диаметр колеса, равный 1220 мм.

$$T_{mp} = F_{mp} d_k / 2 = 0,51 \cdot 0,61 = 0,311 \text{ т}\cdot\text{м}.$$

Видно, что $T_{mp} > T_l$, следовательно, тепловоз на этом уклоне при давлении сжатого воздуха в тормозном цилиндре $3,5 \text{ кг/см}^2$ получить самодвижение не может.

Выполненные подобные вычисления показали, что при давлении сжатого воздуха $1,5 \text{ кгс/см}^2$ при уклоне $10/00$ $T_l = T_{mp}$. Так как численные значения моментов T_l и T_{mp} оказались практически равными между собой, то последующее снижение давления за счёт истощения тормоза приведёт к самодвижению тепловоза. Понятно, что в этот момент времени должно сработать устройство, показанное на рисунке, причём пружина сжатия 14 должна развить такое усилие, которое при давлении сжатого воздуха в подпоршневой полости пневмоцилиндра 13 выше $1,5 \text{ кгс/см}^2$ переместит поршень 12 по стрелке В. Шлицы 15 войдут в контакт с ответными, выполненными на кольце 16, установленном жёстко с помощью шлицев на валу якоря ТЭД, что в итоге приведёт к заклиниванию редуктора и колёсной пары.

В качестве пневмоцилиндра, жестко закрепленного на статоре тягового электродвигателя, выберем цилиндр внутренним диаметром 200 мм, у которого блок 11 шлицевых втулок в зоне примыкания к поршню имеет наружный диаметр 140 мм.

$$\sigma_{cm} = \frac{M}{0,75 z F R_{cp}} = \frac{870 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 20 \cdot 36 \cdot 59} = 27 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 45 \text{ МПа},$$

кг/см^2 , исключено. Теперь предположим, что для первого случая, когда $p = 3,5 \text{ кг/см}^2$, уклон составил $10/00$, т. е. угол наклона рельса равен $\gamma = 0^\circ 40'$. Тогда к колесу колёсной пары тепловоза будет приложено усилие, определяемое как

Момент же сил трения T_{mp} , создаваемый силой трения F_{mp} , определится следующим образом:

Тогда площадь поршня со стороны тягового электродвигателя будет равна $S_{nop} = \pi/4(D_l^2 - d_l^2) = 3,14/4(20^2 - 14^2) = 160 \text{ см}^2$. В этом случае при давлении $1,5 \text{ кг/см}^2$ поршень разовьёт усилие $P = PS = 1,5 \times 160 = 0,240 \text{ т}$. Следовательно, сжатая пружина пневмоцилиндра должна развивать несколько большее усилие, чем $0,240 \text{ т}$. Выбираем из справочника [5] пружину со следующими характеристиками: диаметр прутка $d = 10 \text{ мм}$, $D_{нар} = 75 \text{ мм}$, $D_{cp} = 65 \text{ мм}$, шаг $t = 20 \text{ мм}$, высота пружины $H_{св} = 195 \text{ мм}$, материал пружины - сталь 60С2 (ГОСТ 2590-71). Рабочее усилие такой пружины составляет $275,0 \text{ кг}$.

Следует также отметить, что для обеспечения надёжности в части удержания тепловоза в заторможенном состоянии немаловажной является прочность шлицевого соединения, имеющегося в предложенном техническом решении. Для расчёта его на прочность воспользуемся следующей методикой [5]. Предварительно выберем шлицевое прямобочное соединение тяжёлой серии по ГОСТ 1139-75, которое при центрировании по d и b имеет условное обозначение $d 20 \times 112 \times 125, A/X$ ($z = 20$ шт., $D_b = 112 \text{ мм}$, $D_n = 125 \text{ мм}$, $b = 9 \text{ мм}$). Затем определим напряжения смятия, возникающие на контактной поверхности шлицев:

где M – крутящий момент на якоре от действия колёсной пары ($870 \cdot 10^3$ Н·мм); z – число зубьев (20 шт.); F – площадь сече-

Заключение

Результаты исследования переданы руководству Елецкого участка Белгородского региона ЮВЖД в виде промежуточного отчёта, а также рекомендуются отечественным и зарубежным научным и производственным структурам, проектирую-

ния шлица (36 мм^2); R_{cp} – средний радиус (59 мм).

Видно, что прочность шлицевого соединения обеспечена.

щим, изготавливающим и эксплуатирующим подвижной состав, для дальнейшего изучения предложенного технического решения с целью возможного внедрения его в практику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иноземцев, В.Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В.Г. Иноземцев. - М.: Транспорт, 1979. -204 с.
2. Александров, М.П. Тормозные устройства в машиностроении / М.П. Александров. - М.: Машиностроение, 1965.- 674 с.
3. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов: учеб. для студентов вузов / А. А. Камаев [и др.]; под ред. А. А. Камаева.- М.: Машиностроение, 1981.-350 с.
4. Конструкция и динамика тепловозов / под ред. В. Н. Иванова. - 2-е изд.- М.: Транспорт, 1974.- 335 с.
5. Заплетохин, В.А. Конструирование деталей механических устройств: справочник / В.А. Заплетохин. – Л.: Машиностроение, 1990. – 669 с.
1. Inozemtsev, V.G. Railway Rolling- Stock Brakes / V.G. Inozemtsev. - M.: Transport, 1979. – pp. 204.
2. Alexandrov, M.P. Brakes in Mechanical Engineering / M.P. Alexandrov. - M.: Mechanical Engineering, 1965.- pp. 674.
3. Structure, Computation and Designing Locomotives: Textbook for College Students / A. A. Kamayev [et al.]; under the editorship of A.A. Kamayev.- M.: Mechanical Engineering, 1981.- pp. 350.
4. Structure and Dynamics of Diesel Locomotives: under the editorship of V.N. Ivanov. - 2-d Edition.- M.: Transport, 1974.-pp. 335.
5. Zapletokhin, V.A. Designing Parts of Mechanical Devices: Reference Book / V.A. Zapletokhin. – L.: Mechanical Engineering, 1990. – pp. 669.

Статья поступила в редколлегию 18.01.2016.

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

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.

Киселёв Валентин Иванович, д.т.н., профессор кафедры «Электропривод и локомотивы» Московского государственного университета путей сообщения, тел.: 8 903 261 35 65.

Kiselyov Valentin Ivanovich, D.Eng., Prof. of the Dep. “Electric Drive and Locomotives”, Moscow State Communications University, Phone: 8 903 261 35 65.