

Транспорт

УДК 625.282

DOI:

Е.В. Сливинский, В.И. Киселёв

МОДЕРНИЗАЦИЯ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ТЕПЛОВОЗА ТЭП60

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции поводковых устройств для ходовых частей тепловозов. Разработка рекомендована 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: тяговый электродвигатель, колёсная пара, поводок, рессорное подвешивание.

E. V. Slivinsky, V. I. Kiselyov

UNDERCARRIAGE MODERNIZATION OF DIESEL LOCOMOTIVE TEP60

It is well-known, that during the motion of locomotives on curved areas of a track one observes an increased wear of flanges in wheel pairs. It is a considerable drawback of three-axle bogies of locomotives. To eliminate such a drawback in Bunin ESU is developed at the invention level a promising design of a

three-axle bogie of a locomotive having increased operation reliability at the expense of the use of a promising RUKP design.

Key words: propulsion electromotor, wheel pair, lever, spring suspension.

Введение

В настоящее время на отечественном железнодорожном транспорте широко применяются различные по конструкции магистральные грузовые и пассажирские тепловозы, снабжённые трёхосными бесчелюстными тележками. Так, например, тележка, используемая на тепловозе ТЭ116, состоит из рамы, на которой навешены колёсно-моторные блоки, снабжённые буксами, которые при помощи поводков соединены с упомянутой рамой [2]. Рама подпружинена относительно букс винтовыми пружинами сжатия. Поводки букс состоят из собственно поводка, одинарного резинового амортизатора, двойного резинового амортизатора, торцового амортизатора, дистанционного кольца, упорного разъемного кольца и штифтов. По условиям сборки с буксой и рамой тележки поводок несимметричен относительно продольной оси. В длинное гнездо поводка запрессован двойной амортизатор, а в короткое гнездо - одинарный. Поводок изготовлен из стали 40 путем штамповки и в средней части имеет высоту 50 мм и ширину 90 мм. Одинарный амортизатор по-

водка представляет собой валик с трапециевидными посадочными концами. Между наружной стальной втулкой амортизатора и средней частью валика запрессована резиновая втулка, которая после запрессовки имеет толщину 7 мм. Свойства резины амортизатора: марка 7842, тип V, гр. МС ТУ38.105.376-72, твердость 60-70 единиц по Шору. После формирования амортизатор выдерживают в течение трех недель при температуре 20-30° С без света, затем поверхность наружной стальной втулки обрабатывают окончательно по диаметру 84П13 и торцам. При проверке в центрах допускается биение наружной поверхности втулки амортизатора по диаметру 84 мм до 0,1 мм, конусность и овальность этой поверхности должны находиться в пределах поля допуска.

Двойной амортизатор отличается от одинарного длиной валика, а также расчленением длины наружной стальной и резиновой втулок на две половины. В среднюю часть двойного амортизатора при запрессовке его в поводок закладывают дистанционное кольцо, состоящее из двух

половин. Двойной амортизатор формируют тем же способом, что и одинарный. Торцовый амортизатор состоит из наружных шайб, изготовляемых из стали 40, и привулканизированного к ним кольца из резины (марка 2959, тип V, гр. МС ТУ 38.105.376-72) толщиной 16 мм. Торцовые амортизаторы формируют на заводе резиновой промышленности.

Поводок буксы имеет четыре торцовых амортизатора, каждый из которых соединен с ним четырьмя штифтами диаметром 6 мм. Торцовые амортизаторы, собранные на поводке, сжимаются на 3 мм каждый разъемными упорными кольцами, которые закладывают в соответствующие проточки валика амортизатора и фиксируют по отношению к наружной шайбе амортизатора приваркой каждого полукольца в трех точках. Собранный поводок трапециевидными концами валика одинарного амортизатора вставляют в соответствующие гнезда осевой буксы, а трапециевидными концами валика двойного амортизатора - в гнезда скоб поводка рамы тележки, после чего поводок фиксируют относительно рамы тележки и буксы четырьмя болтами М20.

Ввиду несимметричности поводков по отношению к продольной оси имеются два типа поводков, отличающиеся расположением узких частей клиновых хвостовиков.

Всего на тепловозе 24 поводка, по 12 поводков каждой формы. При соединении поводков с рамой тележки и буксами предусмотрен натяг не менее 4,5 мм для компенсации обмина конических посадочных поверхностей поводка, скоб рамы тележки и буксы тележки в эксплуатации.

Конструкция тележки тепловоза ТЭП60, несмотря на эффективность её использования, имеет ряд существенных недостатков, а именно: поводки букс имеют недостаточную надёжность ввиду наличия в них упругих элементов с низким сроком службы; колёсные пары не могут при входе тепловоза в кривую пути располагаться радиально относительно центра траектории кривой, что способствует повышенному износу гребней колёс; при движении тепловоза по прямому участку пути плавность его хода недостаточно высока из-за влияния колёсных пар, причём такой недостаток характерен для всех известных тепловозов, имеющих трёхосные бесчелюстные тележки; сложность конструкции тележки за счёт использования рессорного подвешивания, выполненного в виде винтовых пружин сжатия, не способных в автоматическом режиме изменять свою жёсткость и тем самым эффективно гасить динамические составляющие колебаний подпрыгивания.

Описание конструкции и работы перспективной тележки

С учетом важности проблемы устранения описанных недостатков, присущих как отечественным, так и подобным зарубежным типам тепловозов, в ЕГУ им. И.А. Бунина совместно с МИИТ проводится бюджетная НИР на тему «Динамика, прочность и надёжность транспортных, сельскохозяйственных и строительно-дорожных машин, а также промышленного стандартного и нестандартного оборудования применительно к Чернозёмному региону РФ». Проводится широкомасштабная научно-исследовательская работа, одним из разделов которой является изучение причин, связанных с указанными недостатками, и разработка конкретных

предложений по исключению данных отрицательных явлений.

Рассмотрим разработанную нами конструкцию перспективной тележки тепловоза, которая признана изобретением (RU2543125). На рисунке показаны часть тележки (вид сбоку, со стороны торцовой её части) и укрупненная деталь рессорного подвешивания тележки с разрезами.

Такая тележка тепловоза состоит из рамы 1 и колесных пар 2 (на рисунке показана только одна колесная пара), на которые подвешены тяговые электродвигатели 3. На буксах 4 колесных пар 2 шарнирно установлены поводки 5, к которым жестко присоединены пустотелые упругие стержни 6 и расположенные в них оси 7.

Пустотелые упругие стержни 6 установлены подвижно в неподвижных опорах 8, жестко закрепленных на раме 1, и снабжены шлицами 9, взаимосвязанными с подобными, выполненными в подвижных опорах 10, которые расположены в направляющих 11, также жестко закрепленных на раме 1. Оси 7 снабжены длинноходовой резьбой 12, взаимодействующей с ответной резьбой, выполненной в подвижных опорах 10. Тележка локомотива перемещается по рельсовому пути 13.

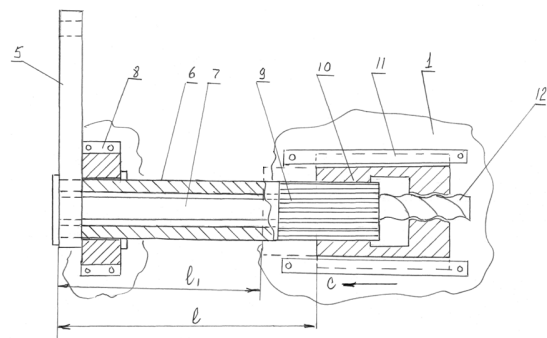
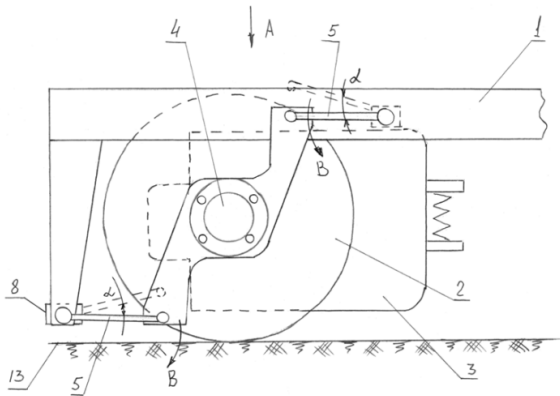


Рис. Конструкция тележки (RU2543125)

Предположим теперь, что локомотив находится в движении и под действием неровностей пути происходят вертикальные его перемещения по стрелке А. Такие перемещения обеспечат поворот на некоторый угол поводков 5, например по стрелкам В. При таком угловом повороте поводков 5 за счет жесткой их связи с пустотелым упругим стержнем 6 последний также закручивается на некоторый угол (за счет того, что он закреплен с помощью шлицев 9 в подвижной опоре 10). При этом его рабочая длина равна l . После исчезновения нагрузки описанные конструкционные элементы возвращаются в исходное положение, показанное на рисунке, за счет упругих свойств пустотелого упругого стержня 6, демпфируя тем самым указанное динамическое воздействие.

Расчёт конструкционных параметров тележки

Для расчёта основных геометрических параметров поводка с возможной привязкой его, например, к тепловозу ТЭП60 принята следующая известная методика [2].

Работает тележка локомотива следующим образом. Перед установкой рамы 1 тележки в процессе её сборки на буксы 4 поводки 5 расположены под углом α к горизонту, например так, как это показано пунктиром на рисунке. При соединении с буксами они под действием собственного веса рамы 1 и собственного веса кузова локомотива (на рисунке он не показан) займут положение, показанное на рисунке.

Теперь рассмотрим случай, когда амплитуда колебаний еще более возрастает. Тогда подвижная опора 10 за счет наличия длинноходовой резьбы 12 переместится в направляющих 11 по стрелке С. При этом рабочая длина пустотелого упругого стержня 6 уменьшится до размера l_1 , что позволит увеличить его крутильную жесткость и погасить эту динамическую составляющую. Такое увеличение жесткости подтверждается известной зависимостью

$$K_{\varphi} = \frac{GJ}{ld^2} \text{ Н/мм}, \text{ где } d - \text{ диаметр упругого}$$

стержня, а l - его длина. После исчезновения нагрузки детали рессорного подвешивания вновь займут исходное положение. Далее описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Тепловоз ТЭП60 имеет тележки, состоящие из рамы, колёсных пар, букс, рессорного подвешивания, тягового привода и тормозной системы. Приведем пример численного расчета геометрических и ки-

нематических параметров торсионных поводков, выполненного в следующей последовательности.

Исходя из того, что на одну колесную пару тепловоза действует реальная статическая нагрузка 226 кН, к рычагу одного торсионного поводка будет приложена сила $N_{ст} = 226/4 = 56,5$ кН. Известно, что рабочая нагрузка на поводковый комплект N_{δ} (динамическая) при скорости $V =$

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16N_{\Sigma}l_1}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 21,1 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 600}} = \sqrt[3]{179193} = 56,8 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 600$ МПа для стали 65С2ВА (согласно ГОСТ 14959-79).

В соответствии с сортаментом на прокат окончательно назначим диаметр стержня торсиона, равный 60 мм. Исходя из конструктивных соображений, зададимся длиной рабочей части торсиона (пустотелый стержень на рисунке) $l = 600$ мм.

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d_T^3} = \frac{16 \cdot 21,1 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 60^3} = 498 \text{ МПа} \leq 600 \text{ МПа}$$

Прочность торсиона обеспечена, так как $\tau \leq [\tau]$. Теперь определим перемещение рычага торсиона (поводка), а следовательно

$$\Delta_c = 2l_1 \sin \frac{\gamma_c}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{9^\circ}{2} = 600 \cdot 0,0784 = 47 \text{ мм}$$

Как было отмечено выше, движение тепловоза ТЭП60 (с учетом неровностей пути) со скоростью 160 км/ч вызывает дополнительную нагрузку $N_{\Sigma} = 70,5$ кН на рычаг торсиона (поводок), сопровождающуюся колебаниями его кузова. При этом за счёт углового перемещения рычага торсиона (поводка) длина торсиона снизится с

$$\Delta_{\delta} = 2l_1 \sin \frac{\gamma_c}{2} = 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{7,01^\circ}{2} = 600 \cdot 0,0612 = 36,7 \text{ мм}$$

Видно, что перемещения экипажной части тепловоза в динамике снизились на 10,3 мм. Это произошло за счёт увеличе-

$$J_c = \frac{N_{cm}}{\Delta_c} = \frac{56500}{47} = 1202,1 \text{ Н/мм}, J_{\delta} = \frac{N_{\Sigma}}{\Delta_{\delta}} = \frac{70500}{36,7} = 1921 \text{ Н/мм}.$$

Следует также отметить, что поводки, которые применяются в бесчелюстных тележках тепловозов и имеют жесткость

160 км/ч не превысит 0,25 % от статической нагрузки, т.е. в данном случае 14 кН. Тогда суммарная нагрузка на каждый из поводков составит $N_{\Sigma} = N_{СТ} + N_{\delta} = 56,5 + 14 = 70,5$ кН, а момент, приложенный к стержню торсиона, определится как $M_{кр} = N_{\Sigma}L = 70,5 \cdot 0,3 = 21,1$ кН·м. Здесь L - длина приводного рычага торсиона (поводка), принятая равной 300 мм.

Вычислим диаметр стержня торсиона:

Тогда угол закручивания торсиона при статическом нагружении составит

$$\gamma_c = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,15 \text{ рад} = 8,55^\circ.$$

Проверим торсион по условию прочности при кручении:

но, и экипажной части тепловоза от действия статической нагрузки торсиона:

600 мм, например, до 550 мм. Угол закручивания торсиона в этом случае составит

$$\gamma_{\delta} = \frac{2l[\tau]}{Gd_T} = \frac{2 \cdot 550 \cdot 600}{8 \cdot 10^4 \cdot 60} = 0,1375 \text{ рад} = 7,01^\circ,$$

а перемещения от такого динамического нагружения будут равны

ния жёсткости стержня торсиона с J_c до J_{δ} , т.е. в 1,6 раза:

3675 Н/м в поперечном направлении и 25200...29400 Н/м - в продольном, не могут быть использованы в предложенном

техническом решении ввиду того, что они по характеру нагружения выполняют роль рессор, и если торсионы заменяют последние, то поводки - нет. Поводки в указанной конструкции выполнены из пружинной стали 60С2, имеют прямоугольное сечение высотой $h = 170$ мм, толщину $\delta = 40$ мм и длину $L = 300$ мм. Такие геометрические характеристики в случае входа тележки в кривую пути обеспечат под действием боковой силы, вызванной набеганием гребня колеса на головку рельса и обычно равной 5,5-6,0 т, поперечную угловую деформацию поводка. Это создаст условие для расположения колёсной пары по радиусу относительно центра образующей траектории рельсового пути, а после её прохождения позволит колёсной паре, за счёт сил упругой деформации последнего, занять прямолинейное положение.

Для автоматизации расчётов по выбору материала и геометрических характе-

ристик предложенной конструкции поводков для локомотивов различных моделей, имеющих бесчелюстные тележки, разработана программа для ЭВМ на языке Delphi, которая апробирована на представленных выше расчётах.

Для экономической оценки предложенного технического решения использована методика финансово-инвестиционного анализа и аудита при внедрении новой техники. В качестве базового образца принята конструкция тележки для тепловоза ТЭП60, металлоёмкость которой снижена примерно на 6 %. Расчёты показали, что прибыль, которую получит предприятие от постановки на производство одной тележки тепловоза ТЭП60, с учётом использования в конструкции перспективных поводков, выполненных в виде торсионов, составит в год 373,6 тыс. руб.

Заключение

Результаты исследования рекомендуются как отечественным, так и зарубежным НИИ, конструкторским и производственным структурам локомотивостроения

для дальнейшего изучения и доработки предложенной конструкции тележки с целью возможного внедрения её в практику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Железнодорожный транспорт: энциклопедия / гл. ред. Н.С. Конарев. - М.: Большая Российская энциклопедия, 1994. - 559 с.
1. Railway Transport: Encyclopedia / editor-in chief N.S. Konarev. - M.: Great Encyclopedia, 1994. - pp. 559.

2. Повышение надёжности экипажной части тепловозов / А.И. Беляев [и др.]; под ред. Л.К. Добрынина. - М.: Транспорт, 1984. - 248 с.
2. Reliability Increase of Crew Section in Locomotives / A.I. Belyaev [et al.]; under the editorship of L.K. Dobrynin. - M.: Transport, 1984. - pp. 248.

Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.

*Рецензент: к.т.н., доцент
Елецких С.В.*

Сведения об авторах:

Сливинский Евгений Васильевич, д.т.н., профессор кафедры «Механика и технологические процессы» Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: evgeni_sl@mailo.ru.

Киселёв Валентин Иванович, д.т.н., профессор кафедры «Электропоезда и локомотивы» Елецкого государственного университета им. И.А. Бунина, e-mail: kiselev40@mail.ru.

Slivinsky Evgeny Vasilievich, D. Eng., Prof. of the Dep. of Mechanics and Technological Processes, Bunin State University of Yelets, Phone: 8 920 246 86 81, e-mail: evgeni_sl@mailo.ru.

Kiselyov Valentin Ivanovich, D. Eng., Prof. of the Dep. "Electric Trains and Locomotives", Bunin State University of Yelets, e-mail: kiselev40@mail.ru.