

Для типовых тормозных цилиндров диаметром 356 мм усилие по штоку при стержневом приводе регулятора составляет при давлении в тормозном цилиндре $p_{ц} = 0,39$ МПа $P_{ш} = (35400 - Q_p)$, поэтому уменьшение его при композиционных колодках на 3000–5000 Н ощутимо снижает тормозную силу вагона и способствует увеличению тормозного пути.

Так как действительное нажатие на тормозную колодку

$$K = P_{ш} n \eta_m / m,$$

то уменьшение силы нажатия на колодку составит

$$\Delta K = Q_p n \eta_m / m,$$

где n – передаточное число рычажной передачи, геометрическая характеристика, определяемая по принятой схеме ТРП; η_m – коэффициент силовых потерь в рычажной передаче; m – число тормозных колодок, действующих от одного цилиндра.

Пассажирские вагоны совместного производства Крюковского ВСЗ и Гомельского ВРЗ для повышения тормозной эффективности оснащены чугунными колодками с повышенным содержанием фосфора. Такие колодки имеют меньшую допускаемую силу нажатия в связи с пониженным давлением до 1,0 МПа по тепловому режиму. Для чугунной колодки с геометрической площадью трения $0,0305$ м² допускаемая наибольшая сила нажатия не должна превышать 30,5 кН. Несмотря на то, что запас по сцеплению допускает некоторое увеличение тормозных нажатий для вагонов с большой массой тары, реализовать их нельзя из-за ограничений, накладываемых по давлению.

Учитывая, что новые неприработанные колодки имеют значительно меньшую площадь трения, можно полагать, что тормозная сила вагона с такими колодками недостаточна.

Целесообразно провести испытания вагона на колодках с содержанием фосфора до 3–4 %. Известно, что наибольшая тормозная эффективность таких колодок достигается при высокой температуре в зоне трения (выше 300 °С), поэтому такие колодки могут обеспечить тормозной путь при скоростях, значительно больших 110 км/ч.

УДК 629.4.0162

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПЛУНЖЕРНОЙ ПАРЫ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДИЗЕЛЯ 10Д100М С ПЕРЕМЕННЫМ УГЛОМ ОПЕРЕЖЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Р. К. ГИЗАТУЛЛИН, С. И. СУХОПАРОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Эксплуатационные испытания сорока двух тепловозов 2 ТЭ10У в течение года подтвердили, что введение переменного угла опережения подачи топлива на дизелях 10Д100М повышает экономичность работы тепловозов в эксплуатации. Статистические данные по зазорам между упорами реек и корпусами топливных насосов модернизированных дизелей, полученные при проведении реостатных испытаний, показали, что угол опережения подачи топлива плавно увеличивается на 3,7 градуса поворота коленчатого вала при уменьшении мощности дизеля от номинального значения и только на 8–9 позициях контролера машиниста плунжерные пары начинают переходить на постоянный угол опережения подачи топлива при дальнейшем уменьшении мощности. Такие данные были получены для дизелей с использованием модернизированных плунжеров (первый вариант), которые были изготовлены путем шлифовки их головок под углом $\gamma = 30^\circ$ и глубины шлифовки $h = 0,52^{+0,01}$ мм. При положении рейки топливного насоса на упоре у этих плунжеров величина максимального уменьшения активного хода плунжера составляло 1,04 мм для сечения, при котором расстояние между горизонтальной и спиральной кромками плунжера $h_{пл} = 9,5$ мм. В этом случае максимальное уменьшение угла опережения подачи топлива составляет 4 градуса поворота вала дизеля.

Опыт эксплуатации тепловозов 2ТЭ10У с модернизированными дизелями 10Д100М в течении 3 лет показали, что имеется реальная возможность снижения расхода топлива тепловозами путем дополнительной корректировки конструкции плунжерных пар топливных насосов. Учитывая, что в условиях эксплуатации дизели длительное время работают на 9–12 позициях контролера машиниста, необходимо конструкцию плунжера изменить таким образом, чтобы угол опережения подачи топлива увеличился более интенсивно при уменьшении мощности дизеля по тепловозной характеристике от номи-

нального режима и на 11-й позиции контроллера машиниста и далее был максимальным. Таким требованиям отвечает конструкция головки плунжера, для которой угол шлифовки $\gamma = 25^\circ$, глубина шлифовки $h = 0,55^{+0,01}$ мм, сечение плунжера $- h_{пл} = 10,2$ мм, уменьшение активного хода плунжера $- 1,3$ мм и угол опережения подачи топлива составляет 5 градусов поворота коленчатого вала (второй вариант).

Для определения часового расхода топлива с учётом режимов работы серийного дизеля 10Д100М и модернизированного (первого и второго вариантов) были использованы результаты экспериментальных исследований дизеля 10Д100М при измерении угла опережения подачи топлива ($\varphi = 8,5; 10,5; 12,5^\circ$), а также нагрузочные характеристики топливного насоса с серийной плунжерной парой и плунжерными парами двух вариантов.

Часовой расход топлива с учетом режимов работы серийного дизеля при постоянном угле опережения подачи топлива

$$G_q = \sum_{i=0}^{i=15} G_{mn} \cdot t_n = 97,57 \text{ кг/ч.}$$

Часовая экономия топлива с учетом режимов работы модернизированного дизеля при переменном угле опережения подачи топлива (первый вариант)

$$\Delta G_q = \sum_{i=0}^{i=15} \Delta G_{mn} \cdot t_n = 1,23 \text{ кг/ч.}$$

Экономия топлива составляет

$$\mathcal{E}_1 = \frac{\Delta G_q}{G_q} \cdot 100\% = \frac{1,23}{97,57} \cdot 100\% = 1,26\%.$$

Часовая экономия топлива с учетом режимов работы модернизированного дизеля при переменном угле опережения подачи топлива (второй вариант)

$$G_q = \sum_{i=0}^{i=15} \Delta G_{mn} \cdot t_n = 1,66 \text{ кг/ч.}$$

Экономия топлива составляет

$$\mathcal{E}_2 = \frac{\Delta G_q}{G_q} \cdot 100\% = \frac{1,66}{97,57} \cdot 100\% = 1,7\%.$$

Следовательно, дополнительное конструктивное изменение плунжерной пары позволяет снизить расход топлива на измеритель перевозочной работы тепловозов 2ТЭ10У, М на 0,44 %.

УДК 629-752

ВОЗМОЖНОСТИ И ФОРМЫ РЫЧАЖНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В СИСТЕМЕ СОЕДИНЕНИЯ ТИПОВЫХ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ЗВЕНЬЕВ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ

Ю. В. ЕРМОШЕНКО, А. А. ГОРДЕЕВА, В. А. ЗАРУБИНА

Иркутский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация

Рычажные взаимодействия в виброзащитных системах реализуются через включение в колебательные структуры рычагов первого и второго рода. Эти рычаги отличаются друг от друга тем, что в рычагах первого рода входной и выходной сигналы имеют одно и то же направление, хотя по модулю они могут быть разными. В рычаге второго рода направление сигналов при тех же условиях будут разными. Предполагается, что рычаг является прямолинейным стержнем, хотя в практике встречаются рычаги, тело которых может представлять собой плоскую фигуру. В [1] приведены примеры использования рычажных связей в конструкциях и подвесках подвижного состава.

Рассматривается механическая колебательная система с рычагом второго рода и кинематическим возмущением в т. А и т. В, как показано на рисунке 1, а, где L_1 и L_2 – массоинерционные характеристики устройств для преобразования относительного движения (в предположении малых значений масс этих устройств). На рисунке 1, б приведена система такого же типа, но с рычагом первого рода.