

рациональные функции. Разложение последних на элементарные дроби и применение к ним теоремы свертывания при учете фильтрующего свойства дельта-функции позволяет перейти в пространство оригиналов и получить окончательные выражения компонентов вектора перемещений.

На основе аналитического решения получены численные результаты кинематических параметров колебаний сэндвич-панели. В качестве материала несущих слоев принимался алюминиевый сплав, а для заполнителя – политетрафторэтилен.

УДК 629.4.077-592

О ТОРМОЗНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ С КОЛОДОЧНЫМ ТОРМОЗОМ

Э. И. ГАЛАЙ, П. К. РУДОВ, В. И. КОНОВАЛОВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В настоящее время принято определять потребную силу нажатия тормозных колодок пассажирских вагонов в зависимости от их массы тары.

Пассажирские вагоны чаще всего оборудованы стержневыми бескулисными авторегуляторами рычажной передачи РТП-675, РТП-675М (ранее применялись регуляторы 574Б), усилие сжатия пружины которых снижает силу, передаваемую от штока тормозного цилиндра к тормозным колодкам, на величину

$$Q_p = (P_p + j_p l_p) b/a,$$

где P_p – усилие предварительного сжатия пружины регулятора, Н; j_p – жесткость пружины регулятора, Н/м; l_p – величина сжатия пружины при торможении, м; a , b – размеры плеч горизонтальных рычагов тормозной рычажной передачи, м.

Отношение b/a изменяется в зависимости от передаточного числа тормозной рычажной передачи (ТРП), которое зависит от осевой нагрузки вагона без пассажиров. Для максимального рекомендуемого передаточного числа ($n = 12$, чугунные колодки) при tare вагона 53–65 т величина $b/a = 0,667$. С уменьшением массы тары вагона отношение b/a увеличивается и при tare 42–47 т составляет 0,97.

При композиционных тормозных колодках передаточное число уменьшается, величина «б» оказывается больше «а», поэтому коэффициент приведения усилия пружины авторегулятора к штоку тормозного цилиндра составляет $b/a = 1,5$ при tare вагона 53–65 т, а при уменьшении тары до 42–47 т коэффициент приведения увеличивается до 2,25.

Величина сжатия пружины авторегулятора при торможении для всех типов 4-осных вагонов с композиционными колодками $l_p = 0,015$ м (в других источниках 0,025 м), при чугунных колодках для пассажирских вагонов $l_p = 0,04$ м.

Усилие пружины авторегулятора необходимо учитывать при расчетах эффективности тормозов и длины тормозного пути, поскольку оно уменьшает усилие, реализуемое по штоку тормозного цилиндра, при передаче его на тормозные колодки. При чугунных колодках это уменьшение составляет

$$Q_{рч} = (1690 + 23100 \cdot 0,04) b/a = 2614 b/a.$$

Гораздо большее снижение по штоку происходит при композиционных колодках. При tare вагона 53–65 т и $l_p = 0,015$ м $Q_{рк} = 3055$ Н, а при $l_p = 0,025$ м $Q_{рк} = 3400$ Н.

У вагонов с меньшей массой тары 42–47 т при $l_p = 0,025$ м усилие по штоку при передаче на тормозные колодки уменьшается на 5100 Н.

Грузовые вагоны оборудуются бескулисными авторегуляторами с рычажным приводом, который обеспечивает наименьшее снижение усилия от тормозного цилиндра. Часть пассажирских вагонов, преимущественно старой постройки, также оснащена такими регуляторами.

Усилие пружины авторегулятора, приведенное к штоку тормозного цилиндра, в этом случае

$$Q_p = (P_p + j_p l_p) \left(\frac{b}{a} - \frac{z e + d}{a d} \right),$$

где d , e , z – размеры плеч рычага привода авторегулятора и горизонтального рычага.

Уменьшение усилия от поршня при рычажном приводе не превышает 500 Н.

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 $0,0305 \text{ м}^2$ 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 $300 \text{ }^\circ\text{C}$), 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 контроллера машиниста, необходимо конструкцию плунжера изменить таким образом, чтобы угол опережения подачи топлива увеличился более интенсивно при уменьшении мощности дизеля по тепловозной характеристике от номи-