

- влияние на результат контроля человеческого фактора;
- в некоторых случаях необходимо выполнять модернизацию контролируемых узлов для создания смотровых отверстий и каналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Неразрушающий контроль и диагностика : справ. / В. В. Клосев [и др.]; под ред. В. В. Клосева – 2-е изд., исправ. и доп. – М. : Машиностроение, 2003.
- 2 Визуально-оптическая дефектоскопия и размерный контроль в литейном производстве / Е. И. Марукович и [др.] ; под ред. Е. И. Маруковича. – Минск : Белорусская наука, 2007. – 152 с.
- 3 Плетнев, С. В. Волоконно-оптические методы и средства дефектоскопии : науч.-метод. справ. пособие / С. В. Плетнев, А. И. Потапов, А. П. Марков. – СПб. : ЛИТА, 2001. – 312 с.
- 4 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.olympus.co.ru/industr-use.html>. – Дата доступа: 25.05.2009.
- 5 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.s71.ru/>. – Дата доступа : 25.05.2009.
- 6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.endoskop.ru/>. – Дата доступа : 25.05.2009.

УДК 539.3

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОЛЕБАНИЙ КОМПОЗИТНОЙ КРУГОВОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

С. А. ВОРОБЬЕВ

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

В связи с тенденцией постоянного увеличения мощности и быстроходности транспортных средств, узлов машин и оборудования происходит повышение их динамической нагруженности а также сооружений, в которых они могут находиться в условиях эксплуатации, испытаний, проведения ремонтов. В этой связи возрастает необходимость обеспечения эффективной и безопасной работы элементов конструкций при динамических воздействиях.

Одна из основных задач динамического расчета при проектировании любой конструкции – определение максимальных по модулю кинематических параметров колеблющихся элементов, знание которых позволяет в конечном итоге выполнить ее прочностной расчет. Кроме обеспечения прочности часто предъявляются требования по ограничению экстремальных значений перемещений, скоростей или ускорений конструктивных элементов. Это может быть обусловлено как необходимостью выполнения определенных режимов работы машины, так и устранением вредного влияния вибраций на персонал.

В работе рассматривается воздействие при нулевых начальных условиях мгновенного точечного импульса $q_z(\xi, \varphi, \tau) = \delta(\tau)\delta(\xi - \xi_p)\delta(\varphi - \varphi_p)$ на внешний несущий слой круговой цилиндрической сэндвич-панели. Здесь δ – дельта-функция, ξ_p, φ_p – координаты точки импульсного нагружения. Импульс направлен по нормали к несущему слою. Панель выполнена в виде трехслойного пакета несимметричного по высоте относительно срединной поверхности жесткого, несжимаемого в поперечном направлении? заполнителя. Для обеспечения совместной работы слоев панели предполагается, что на гранях контура установлены идеальные диафрагмы. В этом случае считается, что жесткость каждой из таких диафрагм очень велика в ее плоскости, но весьма мала в направлении, перпендикулярном к этой плоскости. Предполагается, что кромки панели свободно опираются на жесткие неподвижные опоры. Материалы слоев изотропные, линейно-упругие.

На основании вариационного принципа Гамильтона-Остроградского, используя гипотезы С. П. Тимошенко для каждого слоя и условия непрерывности перемещений на границах контакта слоев, получены уравнения движения. Деформации малы. Прогиб и углы поперечного сдвига считаются не зависящими от поперечной координаты z . Уравнения движения – система девяти линейных дифференциальных уравнений в частных производных для искомым неизвестных функций: тангенциальных перемещений вдоль направляющей и образующей, прогиба и полных углов поворота прямолинейных элементов относительно координатных осей в каждом слое панели.

Аналитическое решение сформулированной начально-краевой задачи строится с использованием метода Фурье, представляя перемещения в виде двойных тригонометрических рядов по координатным функциям, обеспечивающим автоматическое выполнение граничных условий. Подставляя функции перемещений в уравнения движения и используя свойство ортогональности координатных функций, приходим к бесконечному числу систем обыкновенных дифференциальных уравнений (ОДУ) относительно функций времени. Аналитические решения систем ОДУ получаем на основе интегрального преобразования Лапласа. Изображения компонентов вектора перемещений – дробно-

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.