

приводит к повреждениям таких ответственных элементов конструкции кузовов ПВ, как верхние и нижние обвязочные пояса, боковые стойки, торцевые стенки или дверь, хребтовые и поперечные балки, крышки люков и др. Это влияет на снижение основных показателей свойств надежности ПВ, сокращает их ресурс и ведет к значительному росту затрат на неплановые ремонты.

Было исследовано силовое влияние рейферной разгрузки на сохранение полувагонов с целью его дальнейшего окончательного исключения при разгрузке полувагонов.

При разгрузке с ПВ сыпучих грузов способом опрокидывания на стационарных роторных вагоноопрокидывателях (СРВП) основными видами повреждений несущей конструкции являются изломы обшивки, обрывы и изгиб стоек кузова, прогибы верхней обвязки в местах контакта с упорами СРВП, деформация торцевых стоек и др.

Для решения задачи обеспечения прочности и сохранение ПВ при ПРР, а также повышение производительности кафедрой "Вагоны" УкрГАЗТ разработано и запатентовано новое техническое средство разгрузки ПВ – вагоноопрокидыватель подвешенного типа (ВПТ). Способ опрокидывания, в отличие от рейферного и гравитационного, сопровождается наименьшим количеством повреждений кузовов ПВ при разгрузке, поэтому он был взят за основу при разработке ВПТ.

Неотъемлемым преимуществом эксплуатации вагоноопрокидывателя является возможность разгрузки ПВ в открытые люки трюмов судов по так называемому „прямому варианту“ и значительное сокращение времени разгрузки в отличие от рейферного – в 2,5 раза. Поэтому в ближайшее время целесообразно определить следующие направления организации приведения парка ПВ к нормативному уровню:

- 1 Изменение технологической схемы погрузочно-разгрузочных работ.
- 2 Создание САУ и контроля за повреждением ПВ при ПРР.
- 3 Модернизация значительного количества ПВ инвентарного парка с повышением их производительности, надежности, сокращением затрат на ремонт и удлинением срока службы.
- 4 Обновление парка ПВ путем создания и приобретение вагонов нового поколения.

УДК 539.3; 621.332.333

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОДИНАРНОЙ РЕССОРНОЙ КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ

С. А. ВОРОБЬЕВ, С. А. СКОРОХОДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

С ростом скоростей движения поездов на электрифицированных дорогах исследование взаимодействия токоприемника и контактной сети приобретает все большую актуальность. Это обусловлено как необходимостью определения условий удовлетворительного токосъема, так и обеспечением надежной работы элементов контактной подвески с точки зрения прочности.

В данной работе объект исследований – контактная подвеска, представляющая собой механическую систему, совершающую вынужденные колебания. Источником возбуждения кинематических колебаний подвески является токоприемник электропоезда. Для выполнения динамического расчета любой механической системы, представляемой моделью с конечным числом степеней свободы, необходимо определить одну из важнейших динамических характеристик – спектр собственных частот. Знание этой характеристики позволяет, например, прогнозировать и предотвращать возникновение в колебательной системе опасного явления – резонанса. Этот резонанс является параметрическим, так как возникает без воздействия внешних сил, исключительно из-за периодического изменения параметра контактной подвески – ее эластичности. Наибольшую опасность для токосъема представляет главный резонанс; второй и третий (а также и большего порядка) резонансы опасности не представляют, потому что с увеличением порядка резонанса наибольшие амплитуды колебаний, так же, как и ширина резонансной области, быстро уменьшаются.

Метод разложения движения по собственным формам колебаний, являющийся одним из основных методов решения динамических задач, использует собственные частоты из состава спектра.

В известных к настоящему времени исследованиях по динамике токосъема используется несколько подходов:

- 1 Контактную подвеску принимают абсолютно жесткой, а источником колебаний считают неровности контактного провода.
- 2 Контактный провод рассматривается как жесткая нить.

3 Контактная подвеска и токоприемник рассматривается как колебательная система с одной степенью свободы, полагая, что подвеска обладает определенной периодически изменяющейся эластичностью.

В данной работе для исследования параметров свободных колебаний контактной подвески применяется метод конечных элементов (МКЭ). Плоская конечно-элементная модель контактной подвески использует двухузловой стретчевой КЭ первого порядка. Этот КЭ воспринимает деформацию растяжения-сжатия и деформацию изгиба, обладая в узле тремя степенями свободы. Матрица жесткости КЭ получена на основе технической теории бруса. Согласованная с матрицей жесткости матрица масс КЭ вычислялась в предположении, что функции формы такие же, как в статике, причем учитывалась инерция вращения.

Предполагая, что все узловые перемещения изменяются по гармоническому закону синхронно, от системы дифференциально-алгебраических уравнений движения приходим к обобщенной задаче на собственные значения, которая решается стандартными методами. Получены численные значения собственных частот контактной подвески. В качестве материала контактного провода принималась медь, несущего троса и струн – сталь.

УДК 629.463.62.002.7

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ В ЭЛЕМЕНТАХ КРЕПЛЕНИЯ ТРУБ К ПЛАТФОРМЕ

И. А. ВОРОЖУН, А. В. ЗАВОРОТНЫЙ

Белорусский государственный университет транспорта

Технические условия предусматривают размещение четырех металлических труб диаметром 1420 мм в полувагоне и трех труб указанного диаметра на платформе с применением крепежных реквизитов одноразового пользования. Особенностью перевозки таких труб на железнодорожном подвижном составе, в соответствии с действующими правилами, является невозможность полного использования грузоподъемности вагонов. Однако габарит погрузки допускает размещение на универсальной железнодорожной платформе пяти труб указанного диаметра. Авторами рассмотрены возможные схемы размещения пяти труб в три яруса на железнодорожной платформе с использованием реквизитов крепления многоразового использования. В этих схемах предусматривается или крепление труб каждого яруса продольными канатами непосредственно к железнодорожной платформе, или крепление продольными канатами труб нижнего и среднего ярусов непосредственно к железнодорожной платформе, а верхней трубы – к трубам среднего яруса, или поярусное крепление труб продольными канатами.

Целью работы является установление влияния жесткости элементов продольного крепления верхней трубы при поярусном креплении труб на величину динамических сил в процессе соударения вагонов.

В принятой схеме пять труб диаметром 1420 мм размещены на железнодорожной платформе в три яруса, а реквизиты крепления содержат стальные канаты с натяжными устройствами. Нижний ярус труб уложен на опоры, закрепленные на раме платформы. Между нижним и средним ярусами труб установлены промежуточные опоры, которые посредством канатов прикреплены к раме платформы. Труба верхнего яруса размещена в седловине между трубами среднего яруса и прикреплена к ним продольными канатами. Поперечная обвязка охватывает три верхние трубы и прикреплена к промежуточным опорам. Трубы среднего яруса прикреплены к трубам нижнего яруса посредством продольных канатов. От продольного смещения трубы нижнего яруса удерживаются канатами, закрепленными на торцах рамы платформы.

В рассматриваемой математической модели процесса соударения платформы, загруженной тремя ярусами труб, с группой из трех неподвижных вагонов все тела считаются абсолютно твердыми, а элементы продольных и поперечных обвязок, а также междувагонных связей обладают упругими свойствами и имеют линейные характеристики. Движение механической системы рассматривается в продольной вертикальной плоскости на прямом горизонтальном участке пути. Расчетная схема имеет девять независимых координат $x_1, \dots, x_9$. С учетом принятых допущений и использованием принципа Даламбера составлены дифференциальные уравнения движения масс системы.

На данном этапе проводилось исследование влияния жесткости элементов продольного крепления верхней трубы к трубам среднего яруса на величину динамических сил в автосцепке и канатах крепления труб к платформе при разных скоростях соударения вагонов. Величина жесткости элементов продольного крепления варьировалась в пределах 1–2000 МН/м. Расчеты проводились в среде MathCAD 2001 Professional.