

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В.ЛАЗАРЯНА



Т Е З И

**Міжнародної науково-технічної конференції
РОЗВИТОК НАУКОВОЇ ШКОЛИ
ТРАНСПОРТНОЇ МЕХАНІКИ**

Т Е З И С Ї

**Международной научно-технической конференции
РАЗВИТИЕ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ
ТРАНСПОРТНОЙ МЕХАНИКИ**

05.12.2013

Дніпропетровськ

2013

П68
УДК 625.1/5

Редакционная коллегия:

С. В. Мямлин (гл. редактор)
Л. В. Урсуляк
И. В. Клименко
С. А. Кострица
Л. А. Недужая

Адрес редакционной коллегии:
ДИИТ, ул. Лазаряна, 2, г. Днепропетровск, Украина, 49010

Развитие научной школы транспортной механики. Международная научно-техническая конференция. Тезисы. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2013. – 69 с.

П68 У тезах приведені результати теоретичних та експериментальних досліджень динаміки та міцності рухомого складу залізниць, у тому числі високошвидкісного, зносу коліс і рейок, безпеки руху.

В тезисах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики и прочности подвижного состава железных дорог, в том числе высокоскоростного, износа колес и рельсов, безопасности движения.

**Вітання учасникам Міжнародної науково-практичної конференції
«Розвиток наукової школи транспортної механіки»,**
присвяченої 85-річчю Лауреата Державної премії України в галузі науки і техніки, Лауреата премії імені академіка А.Н. Динника,
заслуженого працівника вищої школи УРСР, професора Є. П. Блохіна.

Шановні учасники конференції «Розвиток наукової школи транспортної механіки», присвяченої 85 річчю з дня народження та творчому шляху одного з найпровідніших залізничників України, доктора технічних наук, професора Дніпропетровського національного технічного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Євгенія Петровича Блохіна. Висловлюю велику подяку про надання можливості приєднатися до Вашої наукової спільноти та вшанувати ім'я цієї чудової висококваліфікованої та відданої науці людини.

Бажаю успіху науковій школі Транспортної механіки на Дніпропетровщині та висловлюю надію на те, що ця школа і надалі буде примножувати наукові здобутки та здійснювати наукове супроводження вирішування складних питань розвитку залізничної галузі.

З повагою до всіх
та з вшануванням імені професора Блохіна Є. П.,
Перший заступник
Генерального директора Укрзалізниці

М. І. Сергієнко

О критериях безопасности и оценки степени безопасности от схода колеса с рельсов

Блохин Е. П., Коротенко М. Л., Клименко И. В. (ДИИТ)

Задача обеспечения безопасности движения подвижного состава от схода колесных пар с рельсов всегда привлекала внимание инженеров и исследователей. Более ста лет тому назад М. Надалем был предложен способ определения соотношения действующих на колесо сил, при котором предотвращается его сход от всползания на рельс. Как известно, исходным положением колеса при этом считается такое, при котором его поверхность катания поднялась над головкой рельса, и колесо контактирует с рельсом только в точке, расположенной на образующей конической части гребня. Принято, что безопасность от схода будет обеспечена, если соотношение приложенных к колесу сил – горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q (при действии предельной силы сухого трения) будет таково, что гребень относительно рельса будет скользить вниз, при этом $Y/Q < (tg\beta - \mu)/(1 + \mu tg\beta) = \lambda_1$, где β – угол наклона образующей к горизонту; μ – коэффициент трения. Равенство $Y/Q = \lambda_1$ соответствует состоянию предельного равновесия рассматриваемой системы на границе безопасности. Представляет интерес определение области значений Y/Q , при которых имеет место скольжение гребня вверх относительно головки рельса (всползание колеса), то есть $Y/Q < (tg\beta + \mu)/(1 - \mu tg\beta) = \lambda_2$. При этом равнодействующая проекций сил Q и Y на направление образующей гребня, а соответственно и сила трения, изменяют свои направления. В этом случае равенство $Y/Q = \lambda_2$ приводит ко второму условию предельного равновесия на границе схода. Между зоной безопасности и зоной схода находится зона застоя, в которой максимальное значение силы трения превышает величину суммы проекций активных сил на образующую.

При совместном рассмотрении и условия безопасности, и условия схода как единого процесса взаимодействия колеса и рельса в зависимости от значения отношения сил Y/Q более наглядно видна двоякая роль трения. В зоне безопасности сила трения препятствует скольжению гребня вниз и играет негативную роль. Поэтому уменьшение коэффициента трения в этом режиме полезно. В режиме опасности схода трение препятствует всползанию гребня колеса на рельс, поэтому играет положительную роль. Уменьшение коэффициента трения при этом вредно. Совместное рассмотрение процессов в зоне безопасности от схода колеса с рельсов, равновесия и опасности схода позволяет получить более общее представление о взаимодействии колеса и рельса в процессе схода и роли трения.

Для оценки степени безопасности колесных пар от схода с рельсов используется термин «коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов». Применяемое выражение этого коэффициента в основном опирается на постановку и решение соответствующей задачи, рассмотренной Нада-

лем, в которой определяется только соотношение приложенных к колесу горизонтальной поперечной и вертикальной сил, когда обеспечивается скольжение гребня колеса вниз по головке рельса. Рассматривается только случай, когда точка контакта находится на линейной части образующей конической части гребня. Однако ни устойчивость равновесия, ни устойчивость движения в данной задаче не рассматривается. Если к указанной расчетной схеме применить понятия теории устойчивости, и рассматривать устойчивость предельного равновесия системы на границе с областью значений отношений сил, соответствующих скольжению гребня колеса вниз (сила трения направлена вверх), то необходимый режим скольжения вниз будет соответствовать потере устойчивости, а само понятие запаса устойчивости теряет смысл.

По мнению авторов более точным, чем отношение действующих на колесо вертикальной и горизонтальной поперечной силы, следует считать определение степени безопасности от схода колеса с рельсов как отношению проекций на образующую сил, вызывающей скольжение гребня вниз, к величине сил, препятствующих этому движению.

Широкое распространение критерия Надаля обеспечивается удачной постановкой задачи и простотой полученных результатов. В задаче Надаля рассматривается одно, отдельно взятое колесо, но так как в действительности происходит не сход отдельно взятого колеса, а колесной пары в целом, то необходимо рассмотреть условия безопасности от схода колесной пары, рассматривая ее целиком как твердое тело с учетом наложенных связей. При этом необходимо рассмотреть возможные движения колесной пары при скольжении в вертикальной поперечной плоскости гребня набегающего колеса относительно рельса, для чего целесообразно использовать некоторые положения аналитической механики.

Полученные при помощи принципа возможных перемещений уравнения равновесия колесной пары по структуре похожи на формулу Марье, но не учитывают высоту приложения к колесной паре рамной силы. В работе показано, что зависимость условия безопасности от высоты точки приложения рамной силы связана с двойственным характером действия рамной силы в процессе скольжения гребня набегающего колеса относительно рельса.

Учет особенностей действия рамной силы в процессе схода показывает, что увеличение высоты благоприятно с точки зрения безопасности схода.

Как известно, критерий Надаля устанавливает соотношение между приложенными к колесу горизонтальной поперечной Y и вертикальной Q силами, при котором опирающееся в одной точке гребнем колеса о головку рельса колесо будет скользить вниз, обеспечивая недопущение схода его с рельса, то есть $Y/Q < (tg\beta - \mu)/(1 + \mu tg\beta)$ или $Y/Q < tg(\beta - \varphi)$, где β – угол между образующей конической части гребня и горизонталью; μ – коэффициент трения гребня о головку рельса; φ – угол трения ($tg\varphi = \mu$); $F_{тр} = \mu N$ – сила трения; N – нормальная реакция.

В работе предлагается область значений Y/Q , соответствующих указанным неравенствам, представить в прямоугольной системе координат Y и

Q , отложив от вертикальной оси по часовой стрелке угол, равный $\beta - \varphi$ и провести через начало координат линию OI . Для точек, расположенных на этой линии, будет справедливо равенство $Y/Q = \operatorname{tg}(\beta - \varphi)$, то есть соотношение указанных сил будет соответствовать состоянию предельного равновесия перед скольжением колеса вниз (сила трения направлена вверх). Любое сколь угодно малое превышение величины силы Q над Y вызывает срыв трения и скольжение гребня вниз. То есть точки, расположенные слева от линии OI будут соответствовать указанным неравенствам, и представлять зону безопасности движения.

Если отложить от вертикальной оси по часовой стрелке угол $(\beta + \varphi)$ и провести линию $OIII$, то она будет геометрическим местом точек, для которых отношению Y/Q соответствуют второму состоянию предельного равновесия перед движением колеса вверх относительно головки рельса (сила трения направлена вниз) $Y/Q = \operatorname{tg}(\beta + \varphi)$. При любом сколь угодно малом превышении значения Y/Q над указанным выше произойдет срыв трения, и начнется скольжение вверх, то есть процесс схода. Поэтому все точки справа от линии $OIII$ будут соответствовать зоне схода колеса с рельса.

Точки, расположенные между линиями OI $OIII$ соответствуют зоне застоя. В этой зоне сумма проекций действующих на колеса активных сил на образующую меньше максимальной величины соответствующих сил трения. Ширина зоны застоя, естественно, зависит от величины коэффициента трения, а при отсутствии трения ($\mu = 0$) превращается в линию. При этом зона схода непосредственно примыкает к зоне безопасности.

При практических расчетах обычно, как только выясняется, что условие (1) не выполняется, переходят к использованию критерия, связанного с определением времени вкатывания гребня колеса на головку рельса, не учитывая наличия зоны застоя. Вопрос этот требует более детального изучения.

Предложенное графическое представление позволяет наглядно определить, какое соотношение между горизонтальной поперечной и вертикальной силами соответствует разным условиям взаимодействия колеса и рельса в задаче о сходе колеса с рельса при исходных предпосылках задачи Надаля.

Еще в 1976 г. в работе В. М. Кондрашова отмечалось, что до тех пор не было единого мнения, какое из отношений: боковой, направляющей или рамной горизонтальных поперечных сил к вертикальной силе, действующей в точке контакта конической части гребня (при одноточечном контакте) с головкой рельса, следует выбрать в качестве критерия безопасности колеса от схода с рельсов.

До сих пор этот вопрос окончательно не решен. Так, для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов вагонов используется критерий, в который входит боковая сила, а для оценки безопасности движения локомотивов и моторвагонного подвижного состава используется критерий, в который входит направляющая сила.

В работе показано, что критерии безопасности по боковой и направляющей силе эквивалентны. Для этого используется известное определение направляющей силы как горизонтальной проекции нормальной реакции рельса в точке контакта на набегавшем колесе. С другой стороны, направляющую силу можно определить как сумму боковой силы и проекции на горизонтальную ось силы трения в точке контакта набегавшего колеса с рельсом. После некоторых преобразований получаем одно и то же выражение, что свидетельствует об эквивалентности рассматриваемых критериев.

Иным путем это можно показать, если взять отношение направляющей к боковой силе и выразить направляющую через боковую силу.

Из эквивалентности выражений критерия безопасности по боковой или направляющей силе следует, что для оценки безопасности движения подвижного состава от схода колеса с рельсов равнозначно применение и того, и другого выражения. Выбор одного из этих выражений для оценки безопасности движения подвижного состава от схода колеса с рельсов можно оценивать равнозначно по любому из них, и выбор того или иного определяется удобством его использования.

Анализ возможностей применения обоих критериев в практике расчетов и экспериментов показал, что преимущества в этом отношении имеет критерий по боковой силе. Эти преимущества заключаются в следующем.

1. В случае использования из опыта сил, действующих со стороны надрессорного строения на колесную пару, при использовании формулы, полученной на основании первого критерия, упрощается расчетная формула по сравнению с формулой для расчета коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса, полученной по второму критерию, так как вычисление боковой силы по указанным данным проще, чем направляющей силы.

2. При использовании из опыта сил взаимодействия колеса и рельса в точке контакта непосредственно, например, с помощью тензометрической колесной пары, определяется боковая сила, значения которой прямо подставляются в формулу для оценки безопасности движения от схода колеса с рельсов без всяких пересчетов.

3. Упрощается сравнение данных испытаний по первому критерию с данными, полученными при помощи европейских норм, так как в этих нормах используется критерий безопасности движения от схода колеса с рельсов, связанный с боковой силой.

К вопросу о возможных процессах образования волнообразного износа рельсов

Манашкин Л.А. (ALGAE ENERGY SOLUTION, LLC, U.S.A.), Мямлин С.В.
(ДИИТ)

The report presents the recommendations for reducing the noise of the moving rolling stock, that will reduce the wearing of wheels and rails, and improve the efficiency of traction units.

При движении колеса по рельсу вследствие обязательного проскальзывания пятна опирания колеса относительно рельса, а также и вследствие вертикальных сил взаимодействия обязательно возникают упругие звуковые колебания в объёме рельса, а также – поверхностные волны достаточно высокой частоты. Из всех этих волн, наверное, наибольший интерес представляют волны Релея и Лява [1, 2]. Волна Релея вызывает смещение точек поверхности рельса горизонтально вдоль рельса и вертикально. Если вертикальным смещением поверхности рельса из-за его малости можно пренебречь, то горизонтальное смещение, хоть оно и мало, но вследствие высокой частоты колебаний имеет существенную скорость смещения, что, безусловно, окажет влияние на относительную скорость проскальзывания точки касания колеса относительно рельса, а значит – и на износ поверхности колеса и поверхности рельса. Если поверхностные волны Релея возникают в изотропном теле, то поверхностные волны Лява, вызывающие горизонтальное смещение точек поверхности перпендикулярно направлению их распространения, возникают в телах с поверхностным слоем. Такой слой образуется в рельсах и на поверхности катания колёс при их технологической обработке. Колебания, соответствующие волнам Лява, также высокочастотные, и могут приводить к существенным скоростям смещения точек в поперечном направлении, а, следовательно, и к износу. Кроме того, в этом случае кривизна поверхностей опирания рельса и катания колеса могут влиять интегрально на боковые силы и устойчивость движения, что является самостоятельной задачей и требует специального рассмотрения.

Возбуждение поверхностных волн в рельсах при движении подвижного состава приводит на отдельных участках пути, ограниченных стыками или поверхностными дефектами, к образованию стоячих волн. В местах пучностей скоростей смещения, расположенных в строго определённых точках по длине участка рельса, имеют место высокочастотные проскальзывания колёс относительно рельсов, вызывающие быстро изменяющиеся силы трения и усиленный по отношению с другими местами рельса износ, что в свою очередь приводит к волнообразному коротковолновому износу рельсов. Длина такой волны при волнообразном износе соответствует длине стоячей волны и вдвое короче длины звуковой волны. То есть, колесо и рельс в паре образуют возбудитель и резонатор колебаний. Таким образом, описанные выше случаи динамического нагружения колёсной пары приводят к необходимости более детального изучения формирования её колебаний при взаимодействии с рельсами

Далее будем рассматривать колесо как возбудитель колебаний, а участок рельса, на котором образуется стоячая волна, – как резонатор.

Рассмотрим случай образования поверхностных стоячих волн Релея.

Приведены примеры соответствия частот колебаний в стоячих поверхностных волнах Релея и длин λ_w возможного волнообразного износа рельса, λ_R – длина поверхностной волны Релея, скорость распространения поверх-

ностной волны Релея составляет 2920 м/с (рассматривалась сталь с $E=2 \cdot 10^{11}$ Па, $\sigma=0,3$).

Глубина проникновения поверхностной волны Релея по высоте рельса несколько больше длины волны. В связи с этим, волнообразный износ с длиной волны, большей половины высоты h рельса, не может быть объяснён образованием стоячих поверхностных волн.

На рис. 1 приведен пример волнообразного износа рельсах [3]. А на рис. 2 показан пример спектров шума обработанного и необработанного рельсов. Из рисунков видно, что регулярный волнообразный износ может быть с достаточно малой длиной волны, а спектр шумов практически постоянный в диапазоне до 10 КГц (для области более высоких частот экспериментальные данные найти не удалось).

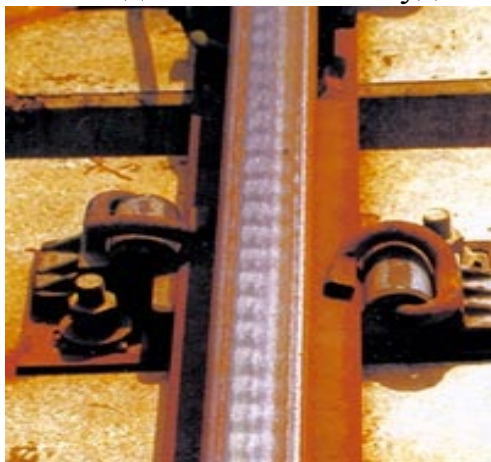


Рис.1

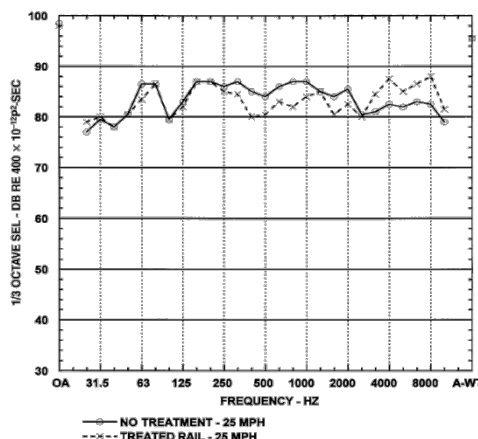


Рис.2

Из рассмотренных в работе моделей можно заключить, что средства, позволяющие снизить шум движущегося подвижного состава, будут также способствовать снижению износа колес и рельсов и повышению эффективности тяговых агрегатов.

Литература:

1. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Механика сплошных сред. –ГИТТЛ, М, 1954.
2. Викторов И.А. Звуковые поверхностные волны в твёрдых телах. –М.: Наука, 1981.
3. Kalousek J., Grassie S.. Волнообразный износ рельсов // Железные дороги мира. –2001. –№4.

Сотрудничество научной школы Транспортной механики и Крюковско-го вагоностроительного завода

Приходько В.И., Лутонин С.В., Шкабров О.А., (ПАО «КВСЗ»)

Несмотря на то, что сотрудничество между Днепропетровским национальным университетом железнодорожного транспорта имени академика В.Лазаряна и Крюковским вагоностроительным заводом осуществлялась на протяжении многих лет, но на новом, качественном уровне это сотрудниче-

ство стартовало в середине 90х годов. Тогда остро встал вопрос по созданию отечественного пассажирского вагоностроения. И Отраслевая научно-исследовательская лаборатория динамики и прочности подвижного состава (ОНИЛ ДППС) под научным руководством профессора Блохина Евгения Петровича принимала участие в обосновании конструкции тележки для пассажирских вагонов и в выборе параметров рессорного подвешивания на стадии проектирования. В данной работе принимали участие все основные научные силы научной школы Транспортной механики. Кроме профессора Блохина Е.П. в данной работе активно принимали участие доктора технических наук, профессора Данович В.Д., Коротенко М.Л., Манашкин Л.А. и ряд ведущих научных сотрудников ОНИЛ динамики и прочности подвижного состава. В ходе выполнения исследований были выполнены не только теоретические исследования в виде расчетов динамических характеристик пассажирских вагонов и показателей комфорта в зависимости от конструкции и параметров тележек пассажирских вагонов. Но и был разработан комплекс компьютерных программ для проведения математического моделирования пространственных колебаний пассажирских вагонов с различными конструкциями тележек и определения их динамической нагруженности в диапазоне скоростей до 250 км/ч. При выполнении исследований кроме динамических характеристик определялись и прочностные характеристики кузова и рам тележек, а также силы взаимодействия между колесом и рельсом при движении по неровностям рельсового пути. Разрабатывались также уникальные компьютерные программы для обработки результатов экспериментальных исследований, которые позволяли анализировать данные экспериментов, которые планировалось провести после изготовления опытных образцов пассажирских вагонов нового поколения. Блохин Евгений Петрович не только осуществлял общее руководство работ, но непосредственно принимал участие во всех этапах исследований. В результате в содружестве с другими научными и производственными коллективами на Крюковском вагоностроительном заводе была создана новая для Украины отрасль – пассажирское вагоностроение. В последствии пассажирские вагоны, разработанные с участием научной школы Транспортной механики, послужили основой для формирования поездов «Столичный экспресс», которые соединили столицу Украины город Киев с Харьковом и Днепропетровском.

В конце 90-х годов сотрудничество научной школы Транспортной механики и Крюковского вагоностроительного завода дополнилось работами, связанными с созданием двухосной тележки для грузовых вагонов. Такая тележка и была создана под серийным номером 18-787. В этих работах активное участие принимал также профессор Савчук Орест Макарович.

Последние годы сотрудничество университета и завода касается уже не только грузовых и пассажирских вагонов, но и вагонов метрополитена и межрегиональных двухсистемных электропоездов. ОНИЛ динамики и прочности подвижного состава успешно провела полный комплекс ходовых динамических и прочностных испытаний скоростных электропоездов в рамках приемочных испытаний.

Таким образом, сформированная академиком В.А.Лазаряном и развитая в последствии профессором Блохиным Е.П., научная школа Транспортной механики вносит значительный вклад в развитие транспортного машиностроения и способствует совершенствованию технических решений при создании новых конструкций подвижного состава.

Математика в жизни В. А. Лазаряна и его учеников

Кулиш А. И. (ДИИТ)

Математику Всеволод Лазарян любил с детства. Удивителен тот факт, что в семье Лазаряна математикой никто не увлекался. Отец был военным врачом, мать - преподавателем французского языка. Так что физико-математический талант Всеволода только подчеркивал его самостоятельность в выборе своих жизненных интересов.

Учителям Ореховской трудовой, а затем Бердянской профтехшколы особенно нравилось то, что Всеволод часто выполнял задачи по математике, физике неординарными способами, предлагая различные варианты решения. А вот в Екатеринославском политехникуме железнодорожного транспорта, куда он поступил в 1925 году, его ожидало разочарование. В техникуме больше внимания уделяли прикладным дисциплинам, да и уровень физико-математической подготовки студентов техникума был невысок. Может быть, это стало одной из причин того, что, не закончив техникумовское обучение, перешёл в горный институт, который на то время был единственным техническим высшим учебным заведением в нашем городе.

Учиться Всеволоду нравилось. Причем у него появился свой стиль, свой метод получения знаний. Когда он брал в руки учебник, то не ограничивался чтением только одного заданного параграфа, а на одном дыхании осваивал весь материал. Поэтому, когда он слушал лекции, старался почерпнуть из них все новое, оригинальное. Именно тогда он понял, что такое лекция настоящего ученого, новатора. В областном архиве хранится стенограмма выступления профессора В.А. Лазаряна на ученом совете ДИИТа в 1949 году.

Он подчеркивал, что вузовская лекция не должна быть набором фактов. По его мнению, главная задача лектора – разбудить интерес студента, увлечь его новыми идеями, показать какие проблемы еще ждут своего решения.

Именно такими лекторами были известные ученые горного института профессора А.Н. Динник, А.С. Локшин, Л.В. Писаржевский, Л.Д. Шевяков, П.М. Леонтовский.

Всеволода Лазаряна отличала критическая, объективная оценка получаемых знаний. Студента маркшейдерского отделения Лазаряна интересовали сложные вопросы механики, деформации горных пород, а это требовало от инженера не только владения данными натурных измерений, но и проведения сложных математических расчетов. С другой стороны кафедра строительной механики начала привлекать студента Лазаряна к преподавательской

деятельности. Всеволод Лазарян понял, что ему необходимо углубить свои математические знания. Вот так студент горного института стал посещать лекции ведущих математиков Днепропетровского института народного образования. Особенно его интересовали лекции профессора Г. А. Грузинцева в области теории множеств, И.Е. Огиевецкого - по дифференциальным исчислениям. Работая с 1930 года в ДИИТе, В.А. Лазарян всегда был в центре всех математических событий. Дело в том, что в середине 30-х годов в ДИИТ пришел работать заведующим кафедрой высшей математики И.Е. Огиевецкий. В только что построенном профессорском доме его семья получила просторную квартиру. Одна комната стала кабинетом ученого. Здесь же разместилась его знаменитая библиотека математической литературы. Особенную ценность составляли зарубежные математические журналы. После окончания университета Огиевецкий стажировался на кафедре математики Берлинского университета и привёз из-за рубежа множество математической литературы, поскольку он был избран почетным членом Французской академии наук, то получал из Франции новые математические журналы, сборники, монографии.

Попасть в библиотеку Огиевецкого было мечтой многих математиков города. К тому же И.Е. Огиевецкий был председателем Днепропетровского математического товарищества, а ДИИТ стал местом проведения постоянно действующего городского семинар математиков. На этих семинарах выступали такие корифеи математической науки, как А.М. Колмогоров, И.Г. Петровский, П.Е. Александров, В.Ф. Каган, которые специально приезжали в Днепропетровск. Посещали эти семинары и представители других кафедр, в том числе и строительной механики, которую в 1934 году возглавил В.А. Лазарян.

Благодаря И. Е. Огиевецкому, Всеволод Арутюнович был не только знаком с новинками математической литературы, но и получал квалифицированные советы при подготовке своей докторской диссертации, которую он успешно защитил в 1940 году. В.А. Лазарян хорошо знал работы И.Е. Огиевецкого, знал его потенциал, его возможности. Как-то уже после войны в 1946 году начальник института В.А. Лазарян сказал, обращаясь к Огиевецкому: «Исаак Ефимович, у нас в ДИИТе имеется большая и трудная задача по созданию своих научных школ, которые определяют лицо института, создают имя, авторитет коллективу. Пока что у нас в ДИИТе есть только одна научная школа - это школа Огиевецкого». Далее Всеволод Арутюнович начал настаивать, чтобы И.Е.Огиевецкий как можно быстрее оформил докторскую диссертацию. На что математик с непоколебимой уверенностью в своей правоте заявил, что оформление диссертации – это организационно-техническая работа, которая займет уйму времени. А это время он лучше использует для подготовки своих учеников и разработку своих новых математических идей. Больше В.А. Лазарян не настаивал.

От своих учеников профессор Лазарян требовал безукоризненного владения математическим аппаратом. Свободное владение математическими методами – это было его безусловным требованием к аспирантам и соискателям.

Евгений Блохин не собирался быть инженером – железнодорожником. Он мечтал стать морским офицером. Но свое «нет» сказала медицина. Учился в ДИИТе вначале с прохладцей, до тех пор пока на практике не стал работать помощником машиниста паровоза. Он физически ощутил не просто скорость, а скорость многотысячетонной массы поезда. Евгений представил себе, какие колоссальные силы воздействуют на железнодорожный состав при торможении, в плане и профиле. Это было так интересно, так увлекательно, что Евгений стал самым активным членом студенческого научного общества, а его первое исследование в области динамики подвижного состава было признано лучшим в ДИИТе. Поэтому вполне понятно, почему В.А. Лазарян охотно принял Евгения Блохина в аспирантуру. Зная высокие требования профессора Лазаряна к математическому обеспечению научно-исследовательских работ, Евгений Блохин проштудировал конспекты лекций (особенно профессора Флоринского, учебники по математике). Разбираться в математических сложностях помогали ему коллеги В.Д. Данович, С.И. Конашенко.

Ученик Всеволода Арутюновича Николай Герасимович Бондарь стал не только доктором технических наук, но и был избран действительным членом Академии Наук Украины. Лазаряновская школа высокой математической культуры особенно ярко сказалась в научной деятельности Н.Г.Бондаря. В своих работах он предложил свою методику решения сложных нелинейных уравнений. Его работы отличались особой математической изящностью.

Профессор В. А. Лазарян одним из первых понял возможности вычислительной техники для проведения научных исследований. Именно Лазарян стал инициатором создания в ДИИТе специального факультета «Вычислительная техника». Первые учебные планы по подготовке будущих инженеров - программистов были насыщены математическими дисциплинами. Первыми преподавателями стали ученики и коллеги В.А. Лазаряна, увлеченные новым направлением в вузовской деятельности: В.Д. Данович, М.Л. Коротенко, С.И. Конашенко, Е.М. Шафит, А.Д. Демиденко. По поводу правомерности подготовки специалистов для обеспечения работы вычислительной техники в техническом вузе велись оживленные дебаты как министерских, так и в вузовских кругах. Считалось, что это прерогатива классических университетов и, в частности, факультетов физико-математического профиля. Однако В.А. Лазарян доказал на практике, что ДИИТ способен готовить инженерно-математические кадры. Об этом свидетельствовал уже тот факт, что из первых сорока восьми выпускников факультета в 1967 году – пятнадцать были приняты на работу в Киевский завод вычислительных машин, в его проектно-конструкторские, научно-исследовательские и технологические отделы. Руководитель этого коллектива академик В.М. Глушков подтвердил высокую марку ДИИТа в подготовке специалистов этого профиля. Остальные выпускники успешно работали на вычислительных центрах различных железных дорог, в научно исследовательских организациях Москвы, Санкт-Петербурга, Северо-Донецка, Тулы.

Вот такая математическая страница из истории жизни академика Всеволода Арутюновича Лазаряна.

Механик от бога

Кулиш А. И. (ДИИТ)

В 1967 году академик Всеволод Артурович Лазарян был назначен директором отделения института механики Академии наук Украины. Зная характер и настойчивость В.А. Лазаряна в Днепропетровске все понимали, что это отделение обязательно преобразуется в самостоятельный институт.

Так оно и случилось в будущем. А пока необходимо было решать неотложные дела. Главной задачей являлось создание своей собственной материальной базы. Городские власти решили отдать под институт территорию прежнего винного завода. Для строительства институту понадобилась и территория старой ветеринарной лечебницы, которая жителями Мандрыковки была названа «собачья площадка». Все эти вопросы решались не так просто. К тому же были трудности с подбором кадров, с жильем. Поэтому академику В.А.Лазаряну приходилось часто беспокоить партийное и административное начальство города и области. Я в ту пору работал в отделе науки и учебных заведений обкома. Надо сказать, что В.А. Лазарян находился в постоянном нервном напряжении, не все решалось, так как хотелось, были трения в коллективе, разные суждения были относительно научно-исследовательской направленности института, не всегда находилось понимание в академических кругах. Нервничая, некурящий академик иногда закуривал сигарету, чтобы сбросить нервное напряжение. Я как-то пошутил: «Всеволод Арутюнович, Вы как маркшейдер - подземный механик, как профессор транспортного института – наземный механик, а теперь как директор института механики - космический механик. В общем, механик от бога».

Академик рассмеялся, но тут же возразил: «Ну, это вытребеньки. Бога как механика никто и никогда не достигнет и не превзойдет».

Но шутка, наверное, Всеволоду Арутюновичу все-таки понравилась, потому что настроение у него улучшилось.

Быть механиком божьей милостью – этого академик В.А. Лазарян неукоснительно требовал от своих учеников. Таким механиком лазарянской школы стал и профессор Евгений Петрович Блохин.

Опыт проведения комплексных экспериментальных исследований железнодорожной техники

Мямлин С. В., Жижко В. В. (ДИИТ)

В начале 2000-х годов возникла необходимость организации и проведения комплексных экспериментальных исследований. С этой целью в уни-

верситете был создан Испытательный центр (ИЦ). Данное решение вызвано также и тем, что на рынок железнодорожной техники стали выходить объекты, которые требуют комплексного сопровождения на стадии государственной приемки и сертификации, поэтому в рамках одной или даже нескольких, пусть даже очень крупных лабораторий, невозможно было осуществить полный комплекс приемочных и сертификационных испытаний железнодорожной техники.

Испытательный центр ДИИТа сформирован в дополнение к уже имеющимся испытательным лабораториям. Его основная задача не только координация деятельности испытательных подразделений, но и самостоятельное проведение отдельных видов испытаний с использованием специализированного и стендового оборудования.

К числу последних комплексных работ следует отнести организацию и проведения полного комплекса испытаний по государственной приемке региональных двухсистемных электропоездов производства «Hyundai-Rotem Company» (Южная Корея), ŠKODA TRANSPORTATION a.s (Чехия), Крюковского вагоностроительного завода (Украина), а также TALGO (Испания). К особенностям данных работ следует отнести то, что подвижной состав проектировался и изготавливался с учетом европейских стандартов, а эксплуатацию необходимо будет осуществлять по требованиям пространства колеи 1520 мм. Поэтому был подобран особый подход при оценке параметров подвижного состава, который позволил найти правильные решения сложных инженерных задач.

Экспериментальные исследования проводятся не только для железнодорожных предприятий Украины, но и для железнодорожных администраций других стран. Так, тесное сотрудничество связывает Испытательный центр университета с такими странами как Российская Федерация, Литва, Казахстан, Южная Корея, Чехия, Китай.

Кроме мобильного и стендового испытательного оборудования, Испытательный центр располагает специализированным испытательным полигоном на Приднепровской железной дороге (Украина), что позволяет расширять возможности экспериментальных исследований.

Основной кадровый потенциал Испытательного центра составляют ученые и специалисты, прошедшие подготовку научной школы транспортной механики, созданной академиком В. Лазаряном и затем развитой академиком Е.П. Блохиным.

Развитие теории оценки прочностных качеств подвижного состава при продлении стока службы

В. Л. Горобец (ДИИТ)

Для оценок прочности и ресурса несущих конструкций магистрального железнодорожного тягового подвижного состава (ТПС), основанных на применении положений Методики оценки остаточного ресурса несущих кон-

струкций тягового подвижного состава, отработана методология расчетно-экспериментального подхода решения данной проблемы, включая проведение экспериментальных и теоретических работ по оценке их прочности и ресурса.

Что касается ТПС промышленного транспорта, существуют особенности, требующих развития и применения методов и подходов, которые учитывают специфику его эксплуатации.

К указанным особенностям относятся:

- неудовлетворительное состояние путевой инфраструктуры промышленных предприятий;
- сверхнормативные нагрузки на локомотивы, связанные со сходами и иными нештатными ситуациями;
- не выполнение в полном объеме регламентных работ по техническому обслуживанию и ремонту экипажной части локомотивов;
- не вполне обоснованное восстановление прочности несущих конструкций локомотивов;
- отсутствие на промышленных предприятиях запасов основных несущих конструкций локомотивов, делающее невозможным проведение натурных испытаний по оценке пределов выносливости материалов и несущих конструкций (НК).

Тем не менее, ряд простых инженерных решений и методов (которые, составляют основу железнодорожных «Норм расчетов на прочность...» позволяет конструктору или испытателю провести необходимые для отработки конструкции оценочные или верификационные расчеты, диагностирование и испытания, достаточно обоснованные для принятия технических решений по продлению сроков эксплуатации ТПС.

Особенно интересен, на наш взгляд, комплекс методов, связанных с использованием косвенных методов оценки показателей прочности и ресурса несущих конструкций ТПС.

Развитие методов оценки прочности подвижного состава железных дорог

Кострица С. А. (ДИИТ)

Одним из этапов решения задачи по повышению безопасности и эксплуатационной надежности, как существующих конструкций подвижного состава железных дорог, так и вновь проектируемых является обеспечение их прочности в условиях действия эксплуатационных нагрузок.

Методы оценки прочности несущих конструкций подвижного состава, особенно за последние 30 лет, получили большое развитие. При этом можно выделить три основных направления:

- совершенствование методов расчёта на прочность;

- совершенствование методов проведения экспериментальных исследований и обработки полученной информации;
- совершенствование нормативной базы.

Для расчетного сопровождения проектирования и моделирования конструкций подвижного состава на этапе подготовки к прочностным испытаниям самое широкое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ). Применение МКЭ, на ранних этапах его развития, к расчету реальных конструкций было сопряжено с большими трудностями. Прежде всего, это было связано с необходимостью подготовки большого количества исходных данных, сложностью анализа полученных в ходе расчетных исследований результатов и малой мощностью существующих в то время ЭВМ. Поэтому, с ростом производительности ЭВМ, развитие программных комплексов, реализующих МКЭ, шло по пути создания интуитивно понятного интерфейса, с возможностью визуализации, как исходных данных, так и результатов расчета. Современные программные комплексы позволяют создавать расчётные схемы, которые практически точно отражают как геометрию конструкции, так и условия её нагружения.

Развитие методов проведения экспериментальных исследований в основном связано с применением всё более совершенных аппаратных средств, позволяющих проводить оцифровку и запись измерительных процессов непосредственно в ЭВМ. Что, в свою очередь, дало толчок к разработке программных комплексов, позволяющих проводить практически мгновенную обработку экспериментальных данных в соответствии с требованиями нормативных документов.

Нормативная база, на пути развития методов оценки прочности несущих конструкций подвижного состава, оказалась самым консервативным элементом. Однако, в последнее время, в связи с заключением Укрзалізницею международных контрактов на поставку новой техники, появились работы по гармонизации норм оценки прочности применяемых в Украине и странах Евросоюза. Важным является то, что все эти работы основаны на фундаментальных исследованиях в области усталости материалов, т.к. усталостное разрушение несущих конструкций подвижного состава в процессе эксплуатации является наиболее опасным и, как правило, приводит к катастрофическим последствиям.

Всё выше сказанное проиллюстрировано на примере развития теоретических и экспериментальных методов оценки прочности подвижного состава железных дорог, применяемых в ОНИЛ ДППС нашего университета.

Развитие теории и технологий вождения поездов

Блохин Е. П., Скалозуб В. В. (ДИИТ)

Решение комплексной проблемы по обеспечению эффективности железнодорожных перевозок в значительной степени связано с развитием теории и технологий вождения поездов, созданием и совершенствованием железно-

дорожной техники и инфраструктуры. Эти направления исследований и разработок занимали и занимают важное место в деятельности научных школ ДИИТа. В дальнейшем остановимся на задаче о формировании и реализации оптимальных режимах вождения поездов, которая является одной из основных для железнодорожной отрасли. Заметим, что содержание указанной задачи постоянно расширяется и уточняется, в зависимости от степени учета условий и требований к процессу перевозки, а также от технических, информационных и технологических возможностей по оценке и использованию, как фактических значений параметров подвижного состава, так и всей инфраструктуры.

В докладе представлены результаты исследований и разработок, выполненных в последние годы в лаборатории динамики и прочности подвижного состава и на кафедре компьютерных информационных технологий ДИИТа, направленные на создание современных ресурсо- и энергосберегающих технологий вождения поездов в условиях работы железных дорог на Оптовом Рынке Электроэнергии (ОРЭ), а также по созданию технологии организации процесса перевозок по стоимостным показателям. Актуальность этой проблемы развития и совершенствования методов управления движением поездов связана с установленной возможностью и необходимостью в условиях ОРЭ использования критериев минимума стоимости электроэнергии, потребленной на тягу поездов. Заметим, что в большинстве исследований и реализованных технологий вождения поездов применяют критерий минимума потребления электрической энергии. Включение в сферу анализа факторов изменения тарифа на электроэнергию в различные периоды суток, а в некоторых случаях также и возможностей их различия на различных железнодорожных полигонах, существенно усложняет задачу расчета оптимальных по стоимости режимов ведения поездов. Наряду с этим возникают дополнительные проблемы по изменению планирования и организации процесса перевозок. Среди важнейших укажем здесь и проблему планирования движения поездопотоков, когда в модели задачи выбора режимов тяги некоторого поезда необходимо дополнительно учитывать возможности нагонов других поездов.

Важность разработки новой «стоимостной» технологии железнодорожных перевозок обусловлена и тем обстоятельством, что железнодорожный транспорт Украины это один из значительных в стране потребителей топливно-энергетических ресурсов. В рыночных условиях сокращение эксплуатационных расходов является одним из важнейших направлений повышения эффективности железнодорожного транспорта.

Остановимся на некоторых результатах исследований, направленных на развитие теории и технологий вождения поездов, которые учитывают современные возможности информационных, коммуникационных и управляющих транспортных технологий. В этой связи отметим выполненные исследования по анализу стохастических параметров цены электроэнергии на оптовом рынке, по моделированию и оптимизации движения поезда с учетом стохастических свойств напряжений на токоприемнике при учете необходимости оплаты активной и реактивной энергии и др. Их результаты свидетельствуют

о существенных особенностях технологий и методов вождения поездов в условиях переменных тарифов, по критерию минимума стоимости потребленной на тягу электроэнергии. В разработанных и представленных в докладе технологиях учтены многообразные факторы, которые в должной степени определяют содержание задачи оптимального вождения поездов. Как ранее указывалось, сложность этой задачи, в первую очередь, определяется полнотой учета и достоверностью совокупности характеризующих расчетный участок факторов, моделью поезда, многообразными факторами и условиями процесса движения поезда по переменному профилю пути, возникающих при этом силах и др. В зависимости от целей управления, достоверности имеющихся данных для расчета оптимальных режимов тяги, были разработаны и применяются различные методы, основанные на моделях непрерывного, дискретного оптимального управления, а также смешанных - дискретно-непрерывных. Кроме того, разработаны модели и методы по формированию рационального управления ведением поезда на основе обобщения данных контрольных поездок, которые используют адаптивные подходы систем искусственного интеллекта, в частности, процедуры нечетких экспертных систем по выбору режимов тяги.

Рассмотрена проблема компенсации реактивной мощности в системах электроснабжения в связи со стоимостной оптимизацией режимов вождения поездов. Для использования уточненного функционала задачи расчета оптимальных по стоимости режимов тяги по данным опытных поездок были построены математические модели коэффициента мощности, что обеспечило возможность учета различия стоимости активной и реактивной энергии.

Разработанная технология ведения поездов по критерию минимума стоимости электроэнергии программно реализована. На основе данных о железнодорожном полигоне, поезде, локомотиве, времени движения, ограничениях по скорости, применяемых тарифах на электроэнергию и др. рассчитывается оптимальный по стоимости режим ведения поезда в виде карты участковых скоростей или перегонных времен хода. Реализована функция сравнительного анализа режимов ведения по различным критериям, а также функция по оценке экономической эффективности применения переменных тарифов для заданного графика движения поездов и железнодорожного полигона. Отметим теоретически обоснованные и программно реализованные методы разработки пакетов режимных карт, предназначенных для условий вождения поездопотока, последовательности поездов.

Приведенные в докладе многочисленные результаты расчетов режимов тяги поездов свидетельствуют о существенном различии между режимами вождения поездов по критериям минимума стоимости и электропотребления. Полученные результаты являются основой новой методики оценки экономической эффективности применения переменных тарифов и стоимостной организации процесса перевозок на электрических железных дорогах и условий ОРЭ, а также создания такой технологии вождения поездов.

Совершенствование расчетных схем для оценки динамики поездов

Мямлин С. В., Урсуляк Л. В. (ДИИТ)

Рассматриваются различные расчетные схемы для решения задач динамики поезда.

При решении задач динамики поезда приходится выбирать в зависимости от поставленной цели те или иные расчетные схемы:

- в виде материальной точки – при выполнении тяговых расчетов;
- в виде гибкой в вертикальной плоскости нерастяжимой нити – при выполнении тяговых расчетов и решении задач оптимизации энергетических затрат на тягу;
- в виде упругого или упруго-вязкого стержня с грузом (грузами) на конце (концах) - при исследовании продольных колебаний поезда, при которых зазоры в междвагонных соединениях не влияют на переходный процесс (пуск в ход предварительно растянутого поезда, торможение головным локомотивом предварительно сжатого поезда);
- в виде одномерной (линейная, нелинейная, но без зазоров в связях) механическая система твердых тел – при исследовании влияния формы характеристики поглощающих аппаратов на переходный процесс и исследовании влияния неоднородности состава по массе и неоднородности его продольной жесткости на силы в поезде;
- в виде одномерной, существенно нелинейной механической системы твердых тел – при исследовании продольных колебаний поезда с учетом зазоров в междвагонных соединениях при пуске в ход, торможении из любой части состава, движении по пути ломаного профиля, при исследовании влияния на переходные процессы движения поезда: тормозной системы локомотива и состава, режимов движения, систем автоведения и управления вспомогательным локомотивом соединенных поездов, средств защиты от продольных ударов, параметров продольного профиля пути; при расчетах режимных карт ведения поезда и обучении машинистов с помощью тренажеров безопасным и энергосберегающим технологиям вождения поездов;
- в виде существенно нелинейной одномерной разветвленной механической системы твердых тел – при исследовании продольных колебаний «наливных» поездов с учетом зазоров в междвагонных соединениях, влияния на переходные процессы движения поезда колебаний жидкости в цистернах или подвижных грузов в иных вагонах, продольных колебаний вагонов с подвижными хребтовыми балками;
- в виде существенно нелинейной механической системы твердых тел, совершающих пространственные колебания - при исследовании колебаний вагонов в поезде, движущемуся по криволинейному в плане и профиле пути с неровностями, имеющему упругие несовершенства, при определении динамических характеристик вагонов (коэффициен-

тов вертикальной и горизонтальной динамики, коэффициентов запаса устойчивости колеса против схода с рельсов) при переходных режимах движения поезда, при расследовании случаев сходов вагонов в поездах с целью выявления вероятных причин их возникновения.

Приведены некоторые результаты сопоставления численных экспериментов с опытными данными.

Динамическая нагруженность конструкций вагонов-цистерн в составе грузового поезда при переходных режимах движения

Науменко Н. Е., Хижа И. Ю. (ИТМ НАНУ и ГКАУ)

Железнодорожный поезд представляет собой сложную существенно нелинейную механическую систему, которая в процессе эксплуатации подвергается воздействию различных возмущающих нагрузок. Поведение поезда можно спрогнозировать методами математического моделирования. Расчетная схема поезда представляется в виде цепочки твердых тел, каждое из которых является расчетной схемой отдельного экипажа. Звенья цепочки соединены между собой упруго деформируемыми нелинейными элементами, моделирующими работу межвагонных соединений. Выбор расчетной схемы отдельного экипажа зависит от типа вагона, вида перевозимого груза, а также от целей и задач проводимых исследований. В большинстве случаев для более детального исследования нагруженности отдельных вагонов поезда целесообразно использовать комбинированный подход, при котором часть экипажей в составе поезда представляется упрощенными расчетными схемами, а отдельные вагоны – более сложными расчетными схемами, учитывающими как специфику конструкции, так и особенности транспортируемого груза. Для прогнозирования динамической нагруженности элементов конструкций отдельных железнодорожных экипажей в составе поезда, в частности вагонов-цистерн, при переходных режимах движения достаточно рассматривать их движение в продольной вертикальной плоскости.

В отличие от других типов вагонов нагруженность элементов конструкций вагонов-цистерн при эксплуатационных воздействиях во многом зависит от подвижности транспортируемого жидкого груза в котле цистерны. Уровни эксплуатационных недоливов котлов цистерн для различных жидкостей обусловлены специфическими свойствами грузов и техническими требованиями их транспортировки. Так перевозимые в цистернах грузы существенно различаются по плотности, поэтому загруженные до полной грузоподъемности вагоны-цистерны имеют разные высоты центров масс, что оказывает влияние на динамическую нагруженность несущих элементов конструкции. Кроме того, колебания жидкого груза в котлах вагонов-цистерн, находящихся в составе поезда, оказывают влияние на формирование динамических усилий, возникающих в межвагонных соединениях поезда в целом при переходных режимах движения.

Большой вклад в разработку методов исследования динамики наливных поездов внесли В. А. Лазарян, Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин, Г. И. Богомаз, А. В. Рыжов, Ю. С. Ромен, Ю. М. Черкашин и др.

С использованием методов, позволяющих перейти от системы "теложидкость" к дискретной механической системе, построены механические модели-аналоги цистерн, частично заполненных жидким грузом.

Грузовые составы, как правило, формируются из вагонов различного типа вне зависимости от их осности, вида и характера транспортируемого груза. По сравнению с поездами, состоящими из однотипных вагонов, неоднородность состава по массе и виду перевозимого груза приводит при переходных режимах движения поезда к росту продольных усилий в его междвагонных соединениях. Уровень динамических нагрузок оказывает существенное влияние на безопасность движения вагонов в составе поезда.

Для оценки динамической нагруженности конструкций вагонов-цистерн при переходных режимах движения рассмотрен грузовой поезд, составленный из локомотива ВЛ-80, 43 четырехосных вагонов разной степени загрузки и 15 вагонов-цистерн модели 15-1547. Сцеп из 15 вагонов-цистерн может быть расположен непосредственно за локомотивом (схема 1), за 8-м (схема 2), 22-м (схема 3) и 43-м (схема 4) вагонами поезда.

Исследования проведены для случаев, когда котлы вагонов-цистерн сцепа заполнены жидким грузом со стандартным недоливом, составляющим 3 %, с недоливами, равными 40 % и 100 % (котлы порожние). Уровень недолива котла жидким грузом отсчитывается от верхней образующей котла цистерны до свободной поверхности жидкого груза. При 3 % недоливе жидкого груза уровень недолива составляет 0,22 м, при 40 % – 1,347 м.

Анализ результатов исследований переходных режимов движения неоднородных грузовых поездов – экстренного торможения на прямолинейном участке пути, пуска в ход, движения по переломам продольного профиля пути “на выбеге” – показал, что в случае включения в состав поезда сцепа вагонов-цистерн, недолив котлов жидким грузом которых составляет 3 % и 40 %, наиболее благоприятная схема формирования по уровню максимальных значений усилий, возникающих во всех междвагонных соединениях поезда, при расположении вагонов-цистерн в хвостовой части поезда. Проведенная оценка уровня продольных усилий, возникающих в междвагонных соединениях вагонов-цистерн сцепа при рассмотренных переходных режимах движения, показала, что значения максимальных сжимающих усилий меньше при расположении сцепа вагонов-цистерн в первой половине состава. Однако, учитывая аварийные ситуации, связанные с лобовым столкновением поездов или с наездом поезда на преграду на железнодорожном пути, с целью повышения безопасности транспортировки экологически опасных грузов сцеп из вагонов-цистерн лучше располагать в первой половине состава так, чтобы было прикрыто сцепом грузовых вагонов, расположенным непосредственно за локомотивом (например, схема 2 формирования поезда). Динамическая нагруженность элементов конструкции вагона-цистерны при его соударении с преградой существенно зависит от скорости соударения вагонов и уровня

заполнения котла жидким грузом. Если котлы цистерн порожние, то сцеп вагонов-цистерн целесообразно располагать в хвостовой части состава.

Моделирование многомерной геометрической неровности рельсового пути

Савоськин А. Н., Акишин А. А (МИИТ, Россия)

Во время движения подвижного состава по рельсам на него воздействует возмущение в виде неровностей рельсового пути, вызывающее колебания механической части. Эти возмущения представляют собой четырехмерный случайный процесс взаимосвязанных случайных вертикальных и горизонтальных неровности левой и правой рельсовых нитей.

В работе [3] корреляционные функции неровностей рельсовых нитей было предложено аппроксимировать выражением вида:

$$R_{\eta i u}(\tau) = S_{\eta}^2 \sum_k a_k \exp \left[-\alpha_k^2 v^2 \left(\tau^2 - \tau_c^2 \right) \right] \cos [\beta_k v (\tau - \tau_c)], \quad (1)$$

соответствующим дифференцируемому случайному процессу,

где: v – скорость движения в м/с; $i=1$ – соответствует вертикальной неровности левого рельса, а $i=2$ – горизонтальной неровности этого рельса; $u=1, 2$ – соответственно для вертикальной и горизонтальной неровностей правого рельса; a_k – доля дисперсии S_{η}^2 процесса $\eta_i(z)$, приходящаяся на k -тую составляющую корреляционной функции, $k=1, 2, 3, 4$, причём $\sum_k a_k = 1$;

β_k [м-1] и α_k [м-1] – нормированные по скорости частота и коэффициент затухания k -той составляющей $R_{\eta i u}(\tau)$; τ_c – время сдвига максимума взаимной корреляционной функции относительно начала координат.

При β_k равном нулю, в составе (1) будет экспоненциальная составляющая. При τ_c , равном нулю случайные процессы η_{li} и η_{pi} не коррелированы, т. е. статистически независимы. Отметим также, что $\tau_c = 0$ соответствует аналитическому выражению автокорреляционной функции.

Выражению (1) для автокорреляционной функции соответствует спектральная плотность вида:

$$\begin{aligned} \Phi_{\eta}(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{\eta}(\tau) \cos \omega \tau d\tau = \\ &= \frac{S_{\eta}^2}{4\pi} \sum_k a_k \left\{ \exp \left[-\frac{(\omega - \beta_k v)^2}{4\alpha_k^2 v^2} \right] + \exp \left[-\frac{(\omega + \beta_k v)^2}{4\alpha_k^2 v^2} \right] \right\}, \end{aligned} \quad (2)$$

а взаимной корреляционной функции соответствует комплексное выражение для взаимной спектральной плотности, вещественная и мнимая составляющие которого выражаются как:

$$\begin{aligned}
\operatorname{Re} \Phi_{\eta i u}(\omega) &= \frac{S_{\eta}^2}{2\pi} \sum_k a_k \exp\left(-\alpha_k^2 v^2 \tau_c^2\right) \times \\
&\times \left\{ \frac{\cos(\beta_k v \tau_c)}{4} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha_k^2 v^2}} \left[\exp\left(-\frac{(\omega + \beta_k)^2}{4\alpha_k^2 v^2}\right) + \exp\left(-\frac{(\omega - \beta_k)^2}{4\alpha_k^2 v^2}\right) \right] - \right. \\
&\quad \left. - \frac{(\omega - \beta_k v)}{4\alpha_k v} \sin(\beta_k v \tau_c) \left[\sum_{p=1}^{\infty} \frac{1}{(2p-1)!!} \frac{(\omega + \beta_k v)^{p-1}}{2\alpha_k^2 v^2} + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + \sum_{p=1}^{\infty} \frac{1}{(2p-1)!!} \frac{(\omega + \beta_k v)^{p-1}}{2\alpha_k^2 v^2} \right] \right\} \quad (3) \\
\operatorname{Im} \Phi_{\eta i u}(\omega) &= \frac{S_{\eta}^2}{2\pi} \sum_k a_k \exp\left(-\alpha_k^2 v^2 \tau_c^2\right) \times \\
&\times \left\{ \frac{\cos(\beta_k v \tau_c)}{4\alpha_k^2 v^2} \left[(\omega + \beta_k v) \sum_{p=1}^{\infty} \frac{1}{(2p-1)!!} \frac{(\omega + \beta_k v)^2}{2\alpha_k^2 v^2} \right]^{p-1} + \right. \\
&\quad \left. + (\omega - \beta_k v) \sum_{p=1}^{\infty} \frac{1}{(2p-1)!!} \frac{(\omega - \beta_k v)^2}{2\alpha_k^2 v^2} \right] + \frac{\sin(\beta_k v \tau_c)}{4} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha_k^2 v^2}} \times \\
&\quad \times \left[\exp\left(-\frac{(\omega + \beta_k v)^2}{2\alpha_k^2 v^2}\right) - \exp\left(-\frac{(\omega - \beta_k v)^2}{2\alpha_k^2 v^2}\right) \right] \Bigg\}. \quad \dots\dots\dots(4)
\end{aligned}$$

Параметры выражений (1) – (4) также приведены в [3].

Для определения показателей динамических качеств, рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания, необходимо выполнять исследование их вынужденных случайных колебаний во временной области. В связи с этим возникает проблема генерации многомерного случайного процесса возмущения по заданным матрицам корреляционных функций $R_{\eta i u}(\tau)$ или спектральных плотностей $\Phi_{\eta i u}(j\omega)$.

Алгоритмы решения такой задачи были рассмотрены ранее в [1, 2]. В данной работе выполнена доработка этих алгоритмов. Структурная схема формирующего механизма, выполняющего решение поставленной задачи в операторной области (рис.1) показывает, что каждый результирующий вы-

ходной процесс $Y_i(z)$ состоит из четырёх слагаемых. Эти слагаемые получаются путём преобразования входных дискретных сигналов $X_i(z)$ генераторов белого шума ГШ1÷4 в устойчивых линейных минимальнофазовых фильтрах с дискретными передаточными функциями $W_{iu}(z)$. Здесь $W_{iu}(z)$ при $i=u$ означает, что эта передаточная функция, связывает $X_i(z)$ и $Y_i(z)$, а при $i \neq u$ она учитывает влияние других процессов на принятый выходной процесс. Здесь z - оператор дискретного преобразования Лапласа:

$$X(z) = Z\{x(n)\} = \sum_{n=0}^{\infty} x(n\Delta t) z^{-n\Delta t};$$

$$x(m) = Z^{-1}\{X(z)\} = \frac{1}{2\pi j} \oint z^{m-1} X(z) dz,$$

где $x(n\Delta t)$ – функция непрерывного, а $X(z)$ – функция дискретного аргумента, а $Z\{x(n)\}$ и $Z^{-1}\{X(z)\}$ – прямое и обратное дискретные преобразования Лапласа.

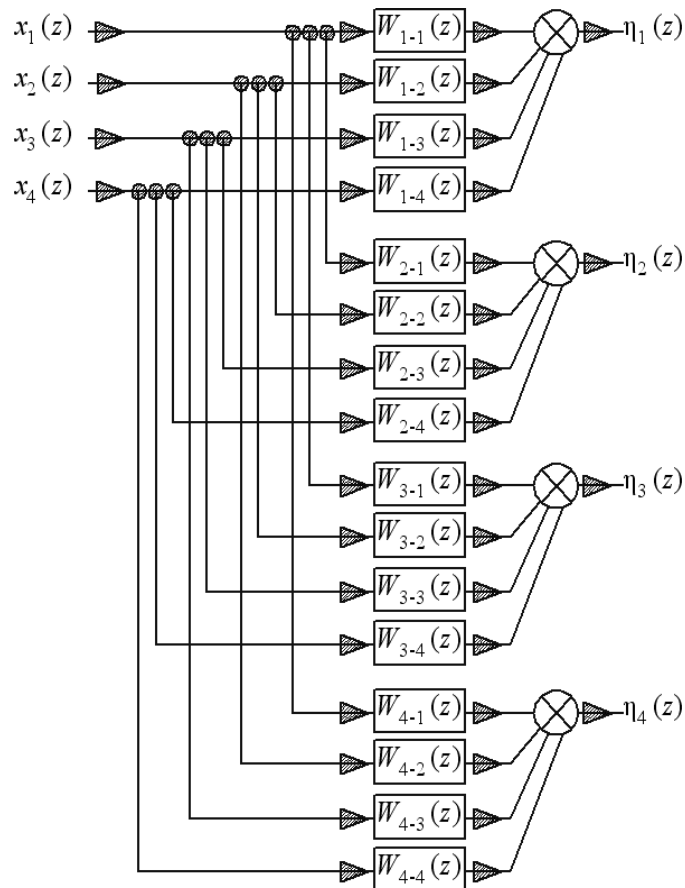


Рис. 1 – Структурная схема формирующего механизма в операторной области

В данной работе, прямое z – преобразование выполнялось в пакете программ MatLAB с помощью команды «ztrans», а обратное – с помощью команды «iztrans».

Дискретные передаточные функции $W_{iu}(z)$ могут быть представлены в виде матрицы $[W_{iu}(z)]$, которая может быть получена [1] из выражения для матрицы дискретных спектральных плотностей $[G_{iu}(z)]$ исследуемых случайных процессов $[X_i(z)]$:

$$[G_{iu}(z)] = [W_{iu}(z)][W_{iu}(-z)][X_i(z)]. \quad (5)$$

где $[G_{iu}(z)] = Z\{R_{\eta_{iu}}(\tau)\}$.

Из (5) следует, что для нахождения матрицы $[W_{iu}(z)]$ по известной матрице $[G_{iu}(z)]$ достаточно выполнить операцию «факторизации», которой в пакете MatLAB соответствует команда «factor».

Для решения поставленной задачи генерации многомерного случайного процесса во временной области, необходимо перейти от матрицы дискретных передаточных функций к матрице импульсных характеристик $[k_{iu}\{n\Delta t\}]$ с помощью обратного дискретного преобразования Лапласа:

$$[k_{iu}(n\Delta t)] = Z^{-1}\{W_{iu}(z)\} = \frac{1}{2\pi j} \oint z^{n\Delta t-1} [W_{iu}(z)] dz. \quad (6)$$

По найденной матрице импульсных характеристик можно получить искомые матрицы временных реализаций случайных процессов $[y_i\{n\Delta t\}]$ с помощью интеграла свёртки:

$$[y_i\{n\Delta t\}] = \int_0^{N\Delta t} [k_{iu}(n\Delta t - \zeta)][x_i(\zeta)] d\zeta, \quad (7)$$

где $n=1, 2, \dots, N$; $\zeta=(1, 2, \dots, N)\Delta t$.

В соответствие с (7) схема формирующего механизма (рис. 2), выполняющего решение поставленной задачи, содержит временные реализации $x_i(t)$ сигналов генераторов белого шума и импульсные характеристики $k_{iu}(t)$, описывающие связи входных сигналов $x_i(t)$ с реализациями выходных сигналов $y_i(t)$. Кроме того, в отличие от рис. 1, в структурную схему вошла операция интегрирования $\int f(t)dt$, соответствующая в данном случае интегралу свёртки.

В соответствии с этим рисунком, каждый сгенерированный процесс $\eta_i(n\Delta t)$ содержит u слагаемых входных процессов $x_i(n\Delta t)$, получаемых от независимых генераторов белого шума.

Для решения задачи генерации многомерного случайного процесса неровностей рельсовых нитей упростим выражение (1) для корреляционной функции неровностей, приведя его к виду:

$$R_{\eta_{iu}}^*(\tau) = S_{\eta_{ui}}^2 \exp\left[-(\alpha_k^*)^2 (\tau^*)^2\right] \cos(\beta_k^* \tau^*), \quad (8)$$

где $\alpha_k^* = \alpha_k^v$; $\beta_k^* = \beta_k^v$ и $\tau^* = \tau - \tau_c$.

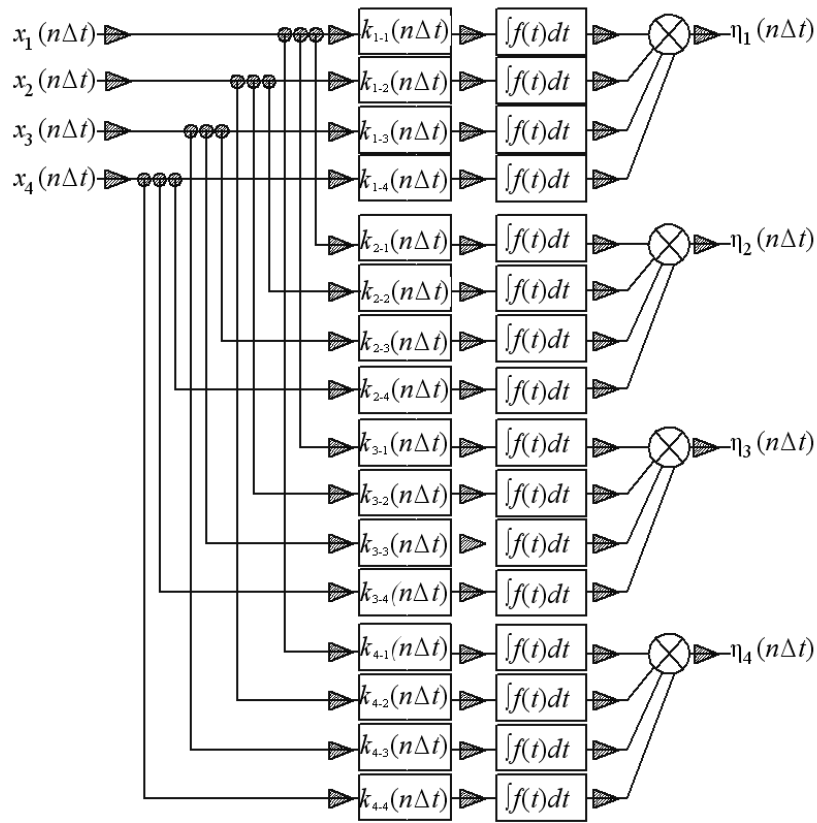


Рис. 2 – Структурная схема формирующего механизма во временной области

После z-преобразования выражение для дискретных спектральных плотностей примет вид:

$$[G_{iu}(z)] = \frac{s^2 \left(\exp \left[-(\alpha_k^*)^2 \right] \cos(\beta_k^*) z^2 + \exp \left[-2(\alpha_k^*)^2 \right] z \right)}{\exp \left[-2(\alpha_k^*)^2 \right] z^2 + 2 \exp \left[-(\alpha_k^*)^2 \right] \cos(\beta_k^*) z + 1}. \quad (9)$$

Факторизовав (5) с помощью оператора «factor», найдем выражение для матрицы передаточных функций:

$$[W_{iu}(z)] = S \sqrt{\frac{\exp \left[-(\alpha_k^*)^2 \right] \cos(\beta_k^*) z + \exp \left[-2(\alpha_k^*)^2 \right]}{\exp \left[-2(\alpha_k^*)^2 \right] z^2 + 2 \exp \left[-(\alpha_k^*)^2 \right] \cos(\beta_k^*) z + 1}}. \quad (10)$$

После нахождения нулей и полюсов данного полиномов числителя и знаменателя этой передаточной функции

$$z_{1,2} = \frac{-\exp\left[-\left(\alpha_k^*\right)^2\right]\cos(\beta_k^*) \pm \exp\left[-\left(\alpha_k^*\right)^2\right]\sqrt{\cos^2(\beta_k^*)-1}}{\exp\left[-2\left(\alpha_k^*\right)^2\right]}; \quad (11)$$

$$z_3 = -\frac{\exp\left[-2\left(\alpha_k^*\right)^2\right]}{\exp\left[-\left(\alpha_k^*\right)^2\right]\cos(\beta_k^*)}^2. \quad (12)$$

получим, что условие минимальнофазовости будет соблюдаться при $-(2l-1)\frac{\pi}{2} \leq \beta_k^* \leq (2l-1)\frac{\pi}{2}$ ($l = 1, 2, \dots$), т. е. в нечётные полупериоды функции $\cos(\beta_k^*)$.

Выполнив обратное z-преобразование для $W_{iu}(z)$ перейдем к матрице импульсных характеристик:

$$[k_{iu}\{n\Delta t\}] = S \frac{\exp\left[\left(\alpha_k^*\right)^2\right]\cos(\beta_k(n-\tau_c)\Delta t)}{\exp\left[\left(\alpha_k^*\right)^2\right]^{(n-\tau_c)\Delta t+1}}. \quad (13)$$

Учитывая введенные ранее обозначения для $a_k^*, \alpha_k^*, \beta_k^*$ запишем аналитические выражения для импульсных характеристик, связывающих входные $x_i(n\Delta t)$ и выходные $y_i(n\Delta t)$ процессы в виде:

$$[k_i\{n\Delta t\}] = S_{\eta} \sum_k a_k \left\{ \frac{\exp(\alpha_{iuk}^2 v) \cos[\beta_{iuk} v(n\Delta t)]}{\exp(\alpha_{iuk}^2 v)(n+1)\Delta t} \right\}, \quad (14)$$

$$[k_{iu}\{n\Delta t\}] = S_{\eta} \sum_k a_k \left\{ \frac{\exp(\alpha_{iuk}^2 v^2) \cos[\beta_{iuk} v(n\Delta t - \tau_c)]}{\exp(\alpha_{iuk}^2 v^2)(n+1)\Delta t - \tau_c} \right\}. \quad (15)$$

Сравнение графиков импульсных характеристик, построенным по выражениям (14) и (15) и корреляционных функций по (1), свидетельствует о том, что эти процессы достаточно близки. Отличие между ними состоит в том, что вначале затухание $k_{iu}\{n\Delta t\}$ происходит быстрее, чем $R_{\eta iu}(\tau)$. Затем при $n \geq 50$ затухание $k_{iu}\{n\Delta t\}$ замедляется. Здесь $\Delta t = 0,185$ с как и в работе [3]. Для примера на рис. 3 приведено такое сравнение для автокорреляционной функции и импульсной характеристики горизонтальной неровности правого рельса и взаимной корреляционной функции и импульсной характеристики вертикальной неровности левого и горизонтальной неровности правого рельсов.

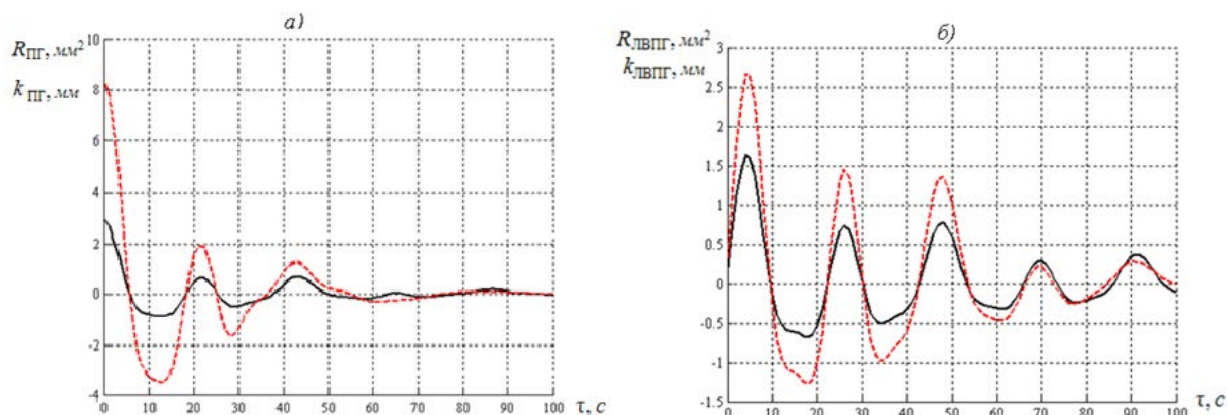
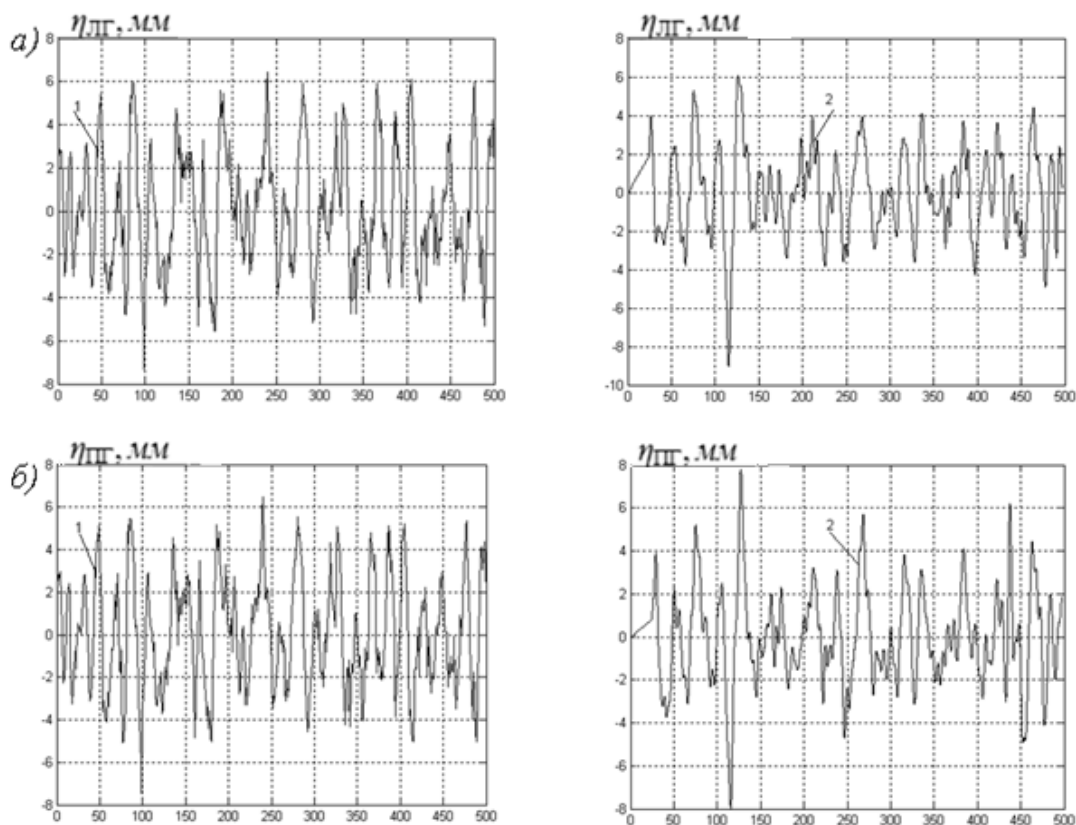


Рис. 3 – Графики импульсной характеристики (сплошными линиями) и корреляционной функции (пунктирными линиями): горизонтальной неровности правого рельса (а) и взаимной корреляционной функции и импульсной характеристики вертикальной неровности левого рельса и горизонтальной неровности правого рельса (б);

По найденным импульсным характеристикам $k_i\{n\Delta t\}$ и $k_{iu}\{n\Delta t\}$ с использованием интеграла свертки была выполнена генерация многомерного случайного процесса во временной области по схеме 2. Результаты генерации одной из совокупностей реализаций четырехмерного случайного процесса геометрических неровностей пути, выполненные по рассмотренному алгоритму, показывают (рис. 4), что сгенерированные случайные процессы «в среднем» близки к исходным.



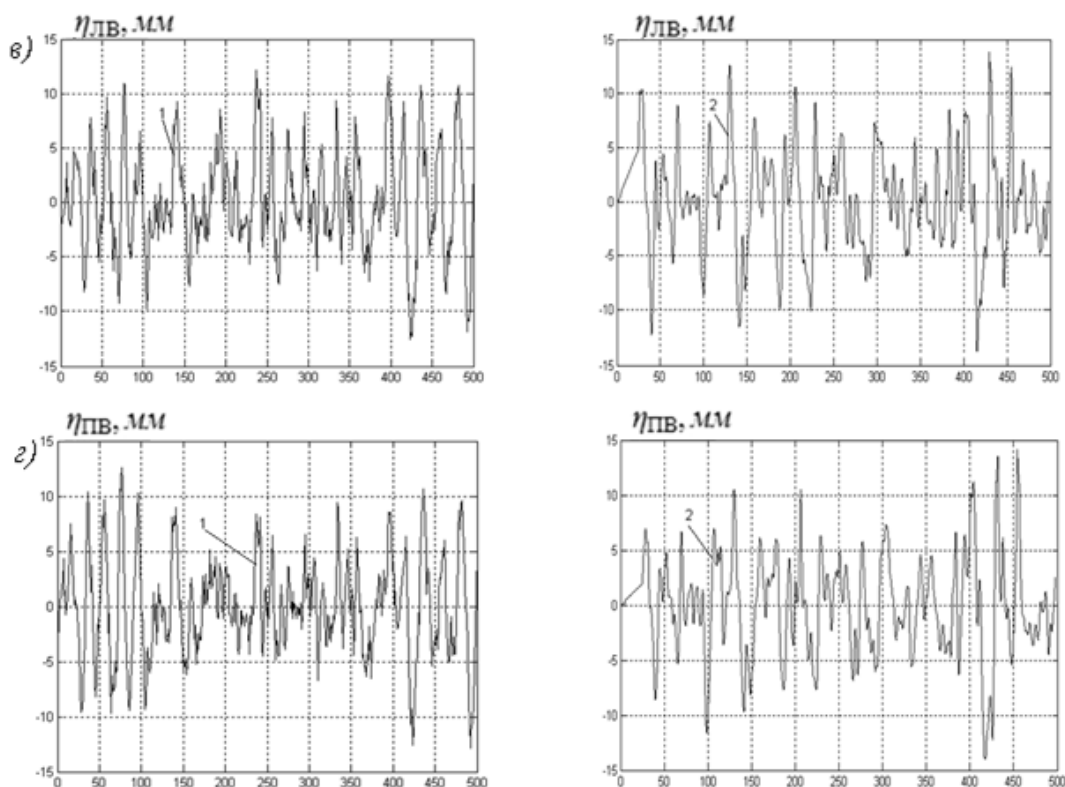


Рис. 4 – Реализации четырехмерного случайного процесса геометрической неровности рельсов: 1 - сгенерированные, 2 - исходные; горизонтальные левого (а) и правого (б) рельсов; вертикальные левого (в) и правого (г) рельсов

Для более подробного сравнения выполним корреляционный и спектральный анализ сгенерированных полученных случайных процессов по методике, изложенной в [2], и сравним результаты этого анализа с графиками заданных корреляционных функций и спектральных плотностей реального рельсового пути.

Для примера на рис.5 приведены некоторые графики для авто и взаимных корреляционных функций, а на рисунках 6 и 7 соответствующие им авто и взаимные спектральные плотности. Эти графики, построенные по сгенерированным реализациям имеют удовлетворительную сходимость с заданными. Некоторое расхождение между ними объясняется особенностями функционирования генераторов белого шума, а также тем, что условия минимально-фазовости выполняются только для нечетных полупериодов функции $\cos(\beta_k^*)$, входящей в выражения нулей (11) и полюсов (12) передаточных функций (10).

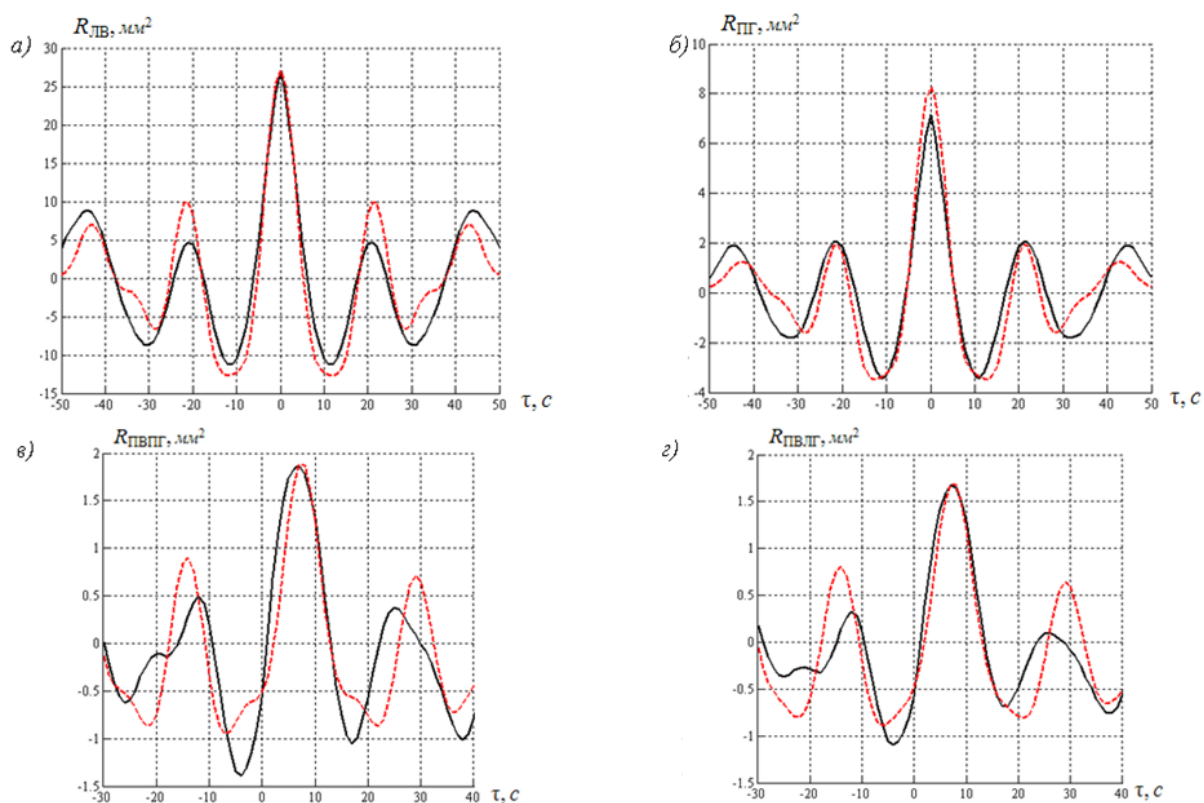


Рис. 5 – Автокорреляционные функции неровностей пути: левого рельса вертикальная (а) и правого рельса горизонтальная (б); взаимные корреляционные функции между правой вертикальной и горизонтальной неровностью рельсов (в); правой вертикальной и левой горизонтальной неровностью рельсов (г): экспериментальные (сплошные линии), по аналитическому выражению (пунктирные линии)

В результате этой работы решена задача разработки алгоритма генерирования многомерной геометрической неровности рельсового пути. Используя этот алгоритм можно генерировать такую неровность при различных скоростях движения с любой длиной реализации и шагом дискретизации. Это позволит численно решать во временной области многомерные задачи динамики подвижного состава с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания.

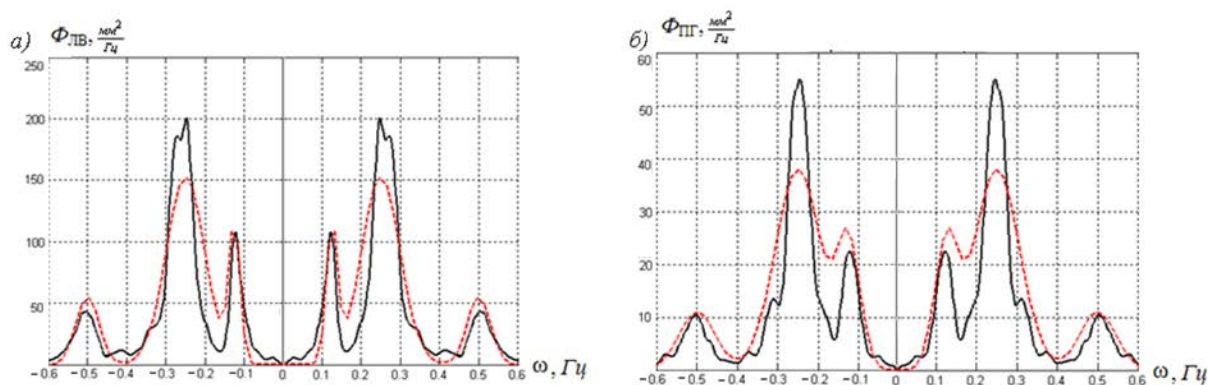


Рис. 6 – Спектральные плотности неровностей левого рельса вертикальных (а) и правого рельса горизонтальных (б): экспериментальные (сплошные линии), по аналитическому выражению (пунктирные линии)

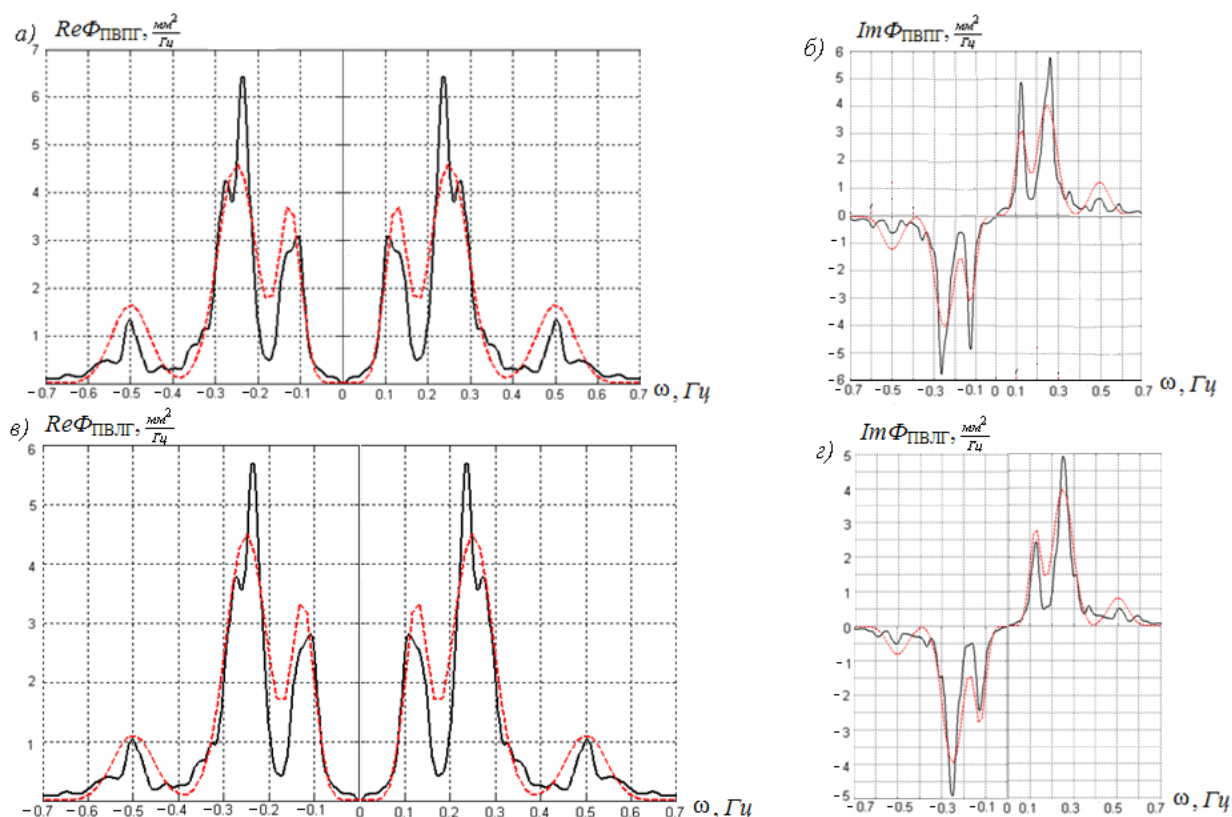


Рис. 7 – Составляющие взаимной спектральной плотности между правой вертикальной и правой горизонтальной неровностями рельсов: а – вещественная; б – мнимая и составляющие взаимной спектральной плотности между правой вертикальной и левой горизонтальной неровностями рельсов: в – вещественная; г – мнимая: экспериментальные (сплошные линии), по аналитическому выражению (пунктирные линии)

ЛИТЕРАТУРА

1. Матыаш И., Шильханек Я. Генератор случайных процессов с заданной матрицей спектральных плотностей. // Автоматика и телемеханика. – 1960. – №1.
2. Савоськин А. Н., Поляков А. И. Моделирование эквивалентных неровностей пути для исследования колебаний подвижного состава. // Соискатель. – 2005 – №1.
3. Савоськин А. Н., Ромен Ю. С., Акишин А. А., Характеристики возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей. // Вестник ВНИИЖТа – 2013. – №12.

Совершенствование технологии ремонта грузовых вагонов

Мямлин В. В. (ДИИТ, Украина)

This report presents a model of rolling stock optimized repairing technology taking into account the flexibility of its functioning. The author proposed a program for determination of optimal parameters of ratio between demurrage time and repair operations cost. Report includes a test calculation of repair stream line functioning with determination of the dependence between the repair cost of cars situated on repair performed positions and time. Besides, the author developed the recommendations about improvement of rolling stock repairing organization.

Неотъемлемой частью деятельности железнодорожной отрасли является обеспечение технического состояния подвижного состава в соответствии с действующими нормативными документами. Это производится на различных этапах технологического процесса эксплуатационной деятельности железных дорог и в различные периоды жизненного цикла подвижного состава. Если рассматривать грузовые вагоны, как наиболее подверженный эксплуатационным нагрузкам подвижной состав железных дорог, то техническое состояние грузовых вагонов подвергается «корректировке» при подготовке к погрузке, при текущих и плановых видах ремонта. Естественно, время нахождения вагона в ремонте исключается из времени его полезного использования. При этом затраты, отнесённые на ремонт, также уменьшают доходы, полученные от эксплуатации при перевозке грузов. Поэтому важной и актуальной, особенно в период реформирования железнодорожной отрасли, является проблема повышения эффективности ремонта подвижного состава с учетом экономических параметров и особенно грузовых вагонов, как наиболее многочисленного и подвергаемого повышенным нагрузкам типа подвижного состава.

Для решения этой научно-прикладной проблемы необходимо реализовать ряд задач, одной из которых является разработка научных основ технологии ремонта подвижного состава.

Ранее рассматривался процесс ремонта с учётом особенностей технологии и технических возможностей ремонтных предприятий и даже с учётом поточного метода ремонта вагонов [1-4]. Но с появлением возможности внедрения гибких ремонтных потоков как мультифазных поликанальных систем массового обслуживания [5-9] появляется необходимость внесения изменений в теорию моделирования технологии ремонта.

Далее рассмотрим основные положения предлагаемой математической модели технологии ремонта с учётом основных технических и экономических параметров.

Пусть весь технологический процесс ремонта объектов (вагон, локомотив и т. д.) заданного объема разбит на несколько отдельных подпроцессов, которые будем называть фазами и обозначать символом Φ . Для каждого процесса количество фаз считаем заданным. Рассматривая некоторую фазу

Φ_j , $j = \overline{1, m}$ можем указать вполне определенный набор операций в данной фазе w_{jv} , $v = \overline{1, m_j}$, причем реализация операции w_{jv} характеризуется затратами времени t_{jv} и средств c_{jv} .

Естественно возникает задача выбора операций в каждой фазе так, чтобы суммарные затраты времени и средств были бы как можно меньше.

Пусть $\gamma = [w_{1v_1}, w_{2v_2}, \dots, w_{jv_j}, \dots, w_{mv_m}]$ перечень операций, которые выполняются над объектом, такой перечень будем называть траекторией ремонта (селектором ремонта).

В общем случае таких траекторий будет

$$n = \prod_{j=1}^k m_j,$$

а набор всех траекторий обозначим символом Γ . Тогда если $\gamma \in \Gamma$, то можно сопоставить траектории γ два числа $t(\gamma)$ - время пребывания в ремонте и $c(\gamma)$ - затраты средств, и естественной задаче можно придать следующую формулировку

$$\begin{pmatrix} t(\gamma) \\ c(\gamma) \end{pmatrix} \rightarrow \min \quad (1)$$

при условии $\gamma \in \Gamma$.

Данная задача представляет собой задачу векторной оптимизации [10].

Программная реализация решения задачи векторной оптимизации выполнена в среде символьных вычислений Maple 6 [11].

В результате тестовой проверки программной реализации по определению оптимального соотношения между временем простоя вагона в ремонте и стоимостью выполнения ремонтных операций получена качественная зависимость, которая позволяет при изменении одного из параметров технологического процесса ремонта определить стоимостные параметры этого варианта реализации технологии ремонта. Такой подход позволяет существенно повысить эффективность выполнения ремонтных работ по реализации различных видов ремонта подвижного состава железных дорог и промышленного транспорта, так как позволяет оптимизировать соотношение между техническими и экономическими составляющими процесса ремонта подвижного состава.

Таким образом, в результате совершенствования математического описания процесса функционирования поточной линии по ремонту подвижного состава железных дорог получена математическая модель, позволяющая определять различные параметры работы поточной линии. Сформулирована и решена в общем виде задача векторной оптимизации для определения эффективных режимов работы поточной линии по ремонту подвижного состава с учетом оптимального соотношения времени простоя в ремонте и затрат на выполнение ремонтных операций. На тестовом примере выполнена апроба-

ция математической модели и программной реализации, которая подтвердила возможность выполнения задач по минимизации как стоимости ремонтных работ, так и продолжительности простоя в ремонте. Это позволяет подтвердить правильность формирования математической модели и работоспособность программы вычислений, которые могут быть использованы в дальнейших теоретических исследованиях по совершенствованию технологии ремонта подвижного состава.

Библиографический список

1. Гридюшко, В. И. Вагонное хозяйство [Текст] / В. И. Гридюшко, В. П. Бугаев, Н. З. Криворучко.- М.: Транспорт, 1988.- 295 с.
2. Скиба, И. Ф. Комплексно-механизированные поточные линии в вагоноремонтном производстве [Текст] / И. Ф. Скиба, В. А. Ёжиков.- М.: Транспорт, 1982.- 136 с.
3. Скиба, И. Ф. Экономическая эффективность новой техники, организации и технологии ремонта вагонов [Текст] / И. Ф. Скиба.- М.: Транспорт, 1964.- 243 с.
4. Ножевников, А. М. Поточно-конвейерные линии ремонта вагонов [Текст] / А. М. Ножевников.- М.: Транспорт, 1980.- 137 с.
5. Мямлин, В. В. Совершенствование поточного метода ремонта вагонов за счёт гибкости транспортной системы между технологическими модулями [Текст] / В. В. Мямлин // Залізн. трансп. України.- 2008.- № 4.- С.15 – 17.
6. Мямлин, В. В. Моделирование работы гибких поточных линий для ремонта вагонов как многофазных многоканальных систем массового обслуживания [Текст] / В. В. Мямлин // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: Тезисы 68 Межд. науч.-практ. конф. (Днепропетровск, 22.05 – 23.05.2008).- Д., 2008.- С. 51- 52.
7. Мямлин, В. В. Поиски методов оптимального проектирования вагоноремонтных предприятий с поточными методами ремонта [Текст] / В. В. Мямлин // Внедрение наукоёмких технологий на магистральном и промышленном железнодорожном транспорте: Тезисы докл. IV науч.-практ. Межд. конф. (Крым, Ялта, 9.06 – 13.06.2008).- Ялта, 2008.- С.14.
8. Мямлин, В. В. Особенности взаимодействия между подсистемами асинхронного гибкого потока ремонта вагонов, формализованного в виде агрегативной системы [Текст] / В. В. Мямлин // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.- 2009.- Вип. 27.- Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2009.- С. 36 – 41.
9. Мямлин, В. В. Анализ основных параметров асинхронного гибкого потока ремонта вагонов и методы их расчёта [Текст] / В. В. Мямлин // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.- 2009.- Вип. 26.- Д.: Вид-во ДНУЗТ, 2009.- С. 28 – 33.
10. Ногин, В. Д. Принятие решений в многокритериальной среде: количественный подход [Текст] / В. Д. Ногин. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 144 с.

11. Матросов А.В. Maple 6. Решение задач высшей математики и механики [Текст] / А. В. Матросов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2001. – 528 с.

Проектирование инновационного подвижного состава железных дорог. Грузовые тележки нового поколения

Мямлин С. В., Пшенько В. А., Палий Ю. Ф. (ДИИТ, Украина), Кажкенов А.З. (ОКБ Трансмаш, Республика Казахстан)

The report describes the main results of the development of freight car bogie for ordinary and prospective operating conditions. Thus, the developed construction of the railway freight car bogies can serve as the base for the formation of a new lineup of the new generation car bogies.

В Украине и странах СНГ ведутся работы по созданию грузовых вагонов нового поколения, которые должны повысить конкурентоспособность железнодорожного транспорта и привлечь на железные дороги новые объемы грузов. Одним из главных вопросов, определяющим характеристики новых вагонов, является проблема создания новых ходовых частей [1-4].

Проектно-конструкторское технологическое бюро по проектированию и модернизации подвижного состава, пути и искусственных сооружений (ПКТБ) Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна совместно с КБ Трансмаш завершают работы по проектированию грузовых тележек двух вариантов исполнения: трехэлементная тележка с литой боковой рамой и надрессорной балкой, тележка со сварной рамой. Концепция создания новых тележек предусматривает варианты тележек с осевой нагрузкой 23,5 и 25 тс для скоростей движения до 120 км/ч.

Тележки спроектированы в соответствии со следующими требованиями:

- повышение безопасности движения порожних грузовых вагонов при скорости движения 120 км/ч;
- исключение случаев излома боковых рам и надрессорных балок в эксплуатации;
- снижение расходов на обточку и замену колес, замену рельсов и содержание пути;
- увеличение межремонтных пробегов.

Конструктивно тележка со сварной рамой состоит из:

- штампованной несущей рамы;
- надрессорной балки;
- билинейного рессорного буксового подвешивания, создаваемого пружинами, которые попарно установлены между каждым буксовым балансиrom и рамой тележки;
- четырех гасителей колебаний (фрикционного типа), в качестве элементов которых используются пружины подвешивания, расположенные

ближе к середине тележки, и соседние вертикальные поверхности балансируют;

- двух подпружиненных скользунов, образующих демпферы для гашения колебаний виляния;

- тормоза колодочного с двухсторонним нажатием.

База у тележки 1850 мм. Основная часть нагрузки от кузова передается через сферический подпятник, который способен воспринять как вертикальные, так и поперечные нагрузки от кузова. Этим уменьшается «перевалка кузова».

Среди мер, направленных на обеспечение устойчивости движения вагонов, и, прежде всего, наиболее массовых – грузовых, играют конструкция и состояние тележек, особенно тех, которые оборудованы диагональными связями между их боковинами. Спроектированная ПКТБ ДИИТа тележка состоит из литой надрессорной балки замкнутого коробчатого сечения с четырьмя технологическими проемами и литых боковых рам с технологическими окнами. Для обеспечения более жесткой связи между боковыми рамами они диагонально соединены между собой при помощи двух перекрестно скрепленных упругих элементов, которые проходят через технологические проемы в надрессорной балке, технологические окна боковых рам и закрепляются в технологических окнах боковых рам при помощи четырех кулисных рычагов. Конструкция сочленения надрессорной балки с боковыми рамами обеспечивает прямоугольность очертания тележки в плане. Достигается также параллельность осей колесных пар при движении. Тележки оборудованы упруго-катковыми скользунами, адаптерами, резиновыми амортизаторами и кассетными подшипниками в буксовом узле. База тележки 1850 мм.

Конструкция грузовой тележки, спроектированной ПКТБ ДИИТа, включает:

- продольные забегания боковых рам относительно друг друга, в результате уменьшается интенсивность виляния тележки, улучшаются ходовые качества вагона;

- маятниковые колебания боковых рам относительно собственных продольных осей, в результате устанавливается равномерная передача нагрузок на элементы буксового узла, что позволяет исключить перекосы подшипников.

Таким образом, разработанные конструкции тележек грузовых вагонов могут послужить базовыми для формирования модельного ряда тележек нового поколения.

Библиографический список

1. Шеффель, Г. Устойчивость при вилянии с боковым относом и способность подвижного состава вписываться в кривые [Текст] / Г. Шеффель // Железные дороги мира. –1974. –№12. – С. 32-46.

2. Бороненко, Ю. П. Вагоны с увеличенными нагрузками от колес на рельсы – резерв повышения провозной и пропускной способности желез-

ных дорог [Текст] / Ю. П. Бороненко // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, экономике и практике. – №5(18). – 2008. – С. 52-55.

3. Лашко А. Д., Ушкалов В. Ф., Пасичник С. С. Перспективы комплексной модернизации тележек грузовых вагонов // Тез. докл. XII междунар. конф. «Проблемы механики ж.д. транспорта». — Днепропетровск: ДИИТ, 2008. — С. 91.

Радзиховский А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками //Вагонный парк. — 2008. — № 8. — С. 10–16.

Динамика экипажей различных транспортных систем

Мямлин С.В. (ДИИТ), Радченко Н.А. (ИТСТ «Трансмаг»)

The paper presents mathematical models for studying the interaction between railway vehicles and track infrastructure and the results of theoretical studies of the dynamic loading of land vehicles in the interaction with the elements of the track infrastructure.

Путенаправляемый транспорт и, в частности железнодорожный, является одним из основных звеньев транспортной системы страны. В связи с этим модернизация в совершенствовании подвижного состава и инфраструктуры для него является одной из ключевых задач. От ее решения зависит в значительной мере выполнение народнохозяйственных планов, развитие рыночных экономических отношений, интенсификация производства, ускорение научно-технического прогресса, весомой составляющей частью которого является выполнение требований значительного роста скоростей движения при повышении уровня комфорта пассажиров, безопасности и сохранности перевозимых грузов, приемлемом уровне эксплуатационных расходов. Эти задачи выполнимы, но в значительной мере их реализация зависит от технического исполнения транспортных средств и характера взаимодействия ходовых частей и путевой инфраструктуры.

Для железнодорожных транспортных средств это взаимодействие характеризуется силовым контактом колес с рельсами и другими элементами верхнего строения пути, от уровня сил которого зависит не только динамика подвижного состава и пути, но и обеспечение необходимого уровня комфорта пассажиров и сохранности перевозимых грузов.

Однако, обеспечение высоких скоростей движения подвижного состава сопряжено со значительными капитальными и эксплуатационными затратами на соответствующий подвижной состав и инфраструктуру. Поэтому в последние годы в промышленно развитых странах большое внимание уделяется разработке и реализации транспортных систем на магнитном подвешивании, для которых движение транспортных средств вдоль путевых направляющих реализуется с использованием явления левитации при высоких скоростях,

т.е. при бесконтактном взаимодействии ходовых частей и путевой инфраструктуры.

Транспортные средства на магнитном подвешивании являются весьма перспективными, главным образом, из-за преимуществ по сравнению с используемыми в настоящее время видами транспорта: высокая скорость движения ($\approx 500 - 700$ км/ч), экологичность, экономичность, высокие показатели плавности хода, и следовательно, комфорта пассажиров и сохранности перевозимых грузов. Его можно с уверенностью считать транспортом будущего. Хотя рельсовые транспортные средства ещё долго будут актуальны для эксплуатации.

В практике создания левитационных транспортных систем на магнитном подвешивании четко проявляются два их вида: на электромагнитном подвешивании и на электродинамическом подвесе.

Благодаря использованию преобразовательной и микропроцессорной техники обеспечивается левитационный зазор примерно равный 10-12 мм. Это обстоятельство накладывает жесткие требования на постройку и условия содержания путевой структуры, имеющей в соответствии с ними весьма незначительные отклонения от проектного положения в профиле, что нелегко реализовать в условиях гористой местности и особенно на местности с нестабильными механическими свойствами грунтов. Условия эксплуатации такой системы могут оказаться сложными из-за необходимости непрерывного мониторинга за отклонениями путевой структуры в профиле и приводить их в соответствие с жесткими нормами.

Из-за незначительного левитационного зазора в системе с электромагнитным подвесом при высоких скоростях движения возникает шум большого уровня (и даже свист), т.е. весьма трудно выполнить требования по охране окружающей среды при использовании такого транспорта.

Электродинамический транспорт основан на использовании явления сверхпроводимости магнитов, без которого невозможно реализовать электродинамический подвес с требуемыми параметрами.

Левитация транспортных средств имеет место благодаря взаимодействию сверхпроводящих магнитов, расположенных на экипаже, и неферромагнитных элементов путевой структуры, магнитное поле в которых возникает за счет явления индуктивности при перемещении экипажа относительно путевой структуры. Значения левитационных зазоров при действии отталкивающих сил магнитов от путевой структуры значительно больше, чем в транспортной системе с электромагнитным подвесом и достигают более 25 см. Хотя рациональными их значениями можно считать ≈ 15 см, поэтому требования относительно отступлений путевой структуры от ее проектного положения значительно смягчаются по сравнению с электромагнитным транспортом. В этой системе не требуется также обязательного использования преобразовательной и микропроцессорной техники для обеспечения необходимого левитационного зазора. Однако левитация транспортных средств обеспечивается при скорости движения равной $\approx 70 - 100$ км/ч. При меньших значениях скоростей движение реализуется на колесах шасси.

Для обеих транспортных систем движение экипажа вдоль путевой структуры реализуется за счет использования линейного электрического синхронного двигателя.

Таким образом, авторами предложен аналитический материал для рельсовых и магнитолевитирующих транспортных средств. При этом предлагаются как математические модели для изучения процесса взаимодействия транспортных средств и путевой инфраструктуры, так и результаты теоретических исследований по изучению динамической нагруженности наземных транспортных средств при взаимодействии с элементами путевой инфраструктуры.

Создание отечественных пассажирских вагонов на тележках с пневматическим подвешиванием

Приходько В.И., Дузик В.Н., Лутонин С.В., Шкабров О.А.(КВСЗ),
Мямлин С.В., Жижко В.В. (ДИИТ)

Одним из требований повышения комфортных условий для перевозимых пассажиров является увеличение коэффициента плавности хода пассажирских вагонов. Фактором повышения плавности хода, а также увеличения надежности и срока службы вагонов является уменьшение величин динамических сил, возникающих от взаимодействия колес с рельсами.

Известно, что улучшение динамических характеристик вагонов и параметров плавности хода можно достичь за счет увеличения статического прогиба рессорного подвешивания вагонов и снижением уровня вибраций от пути.

История создания отечественной пассажирской тележки на пневматическом подвешивании берет свое начало с мая месяца 2007 года, когда ОАО «Крюковский вагоностроительный завод», освоил серийное производство пассажирской тележки моделей 68-7007/68-7012 с использованием первичного и вторичного пружинного подвешивания. Проведя комплекс исследований динамических качеств новой тележки, завод выступил с инициативой по созданию пассажирской тележки с использованием пневморессор в качестве вторичного подвешивания.

Следует отметить, что на территории постсоветского пространства только ЗАО «Метровагонмаш» (г. Мытищи, Россия) разработал и освоил серийное изготовление ходовых частей для транспорта социального назначения с использованием пневматического вторичного подвешивания для вагонов метро «Русич» и «Яуза» и рельсового автобуса РА-2. Что касается пассажирских вагонов, - российские заводы, такие как «ТВЗ» (г. Тверь) и «Вагонмаш» (г. Санкт-Петербург) в качестве ходовых частей для своих вагонов использовали и используют в настоящее время тележки с пружинным подвешиванием.

Инициатива ПАО «КВСЗ» нашла широкую поддержку как в «УЗ», так и в научных кругах. Создание тележки с использованием пневматических рессор в качестве вторичного подвешивания, требовало проведения ряда теоретических исследований, и практической проверки правильности выбора как типа пневматической рессоры, так и управляющей пневмоаппаратуры для целого ряда кузовов пассажирских вагонов, которые уже были освоены Крюковским вагоностроительным заводом. Работы связанные с теоретическими исследованиями динамических качеств пассажирских вагонов, оптимизацией параметров пневмоподвешивания и выбором рациональных параметров гасителей колебаний проводились в тесном сотрудничестве со специалистами НИИ подвижного состава и Испытательного центра ДИИТа.

Целью указанных исследований было, определение величин показателей ходовых качеств экспериментального вагона с центральным пневмоподвешиванием в условиях эксплуатации на железнодорожных путях Укрзализныци, а также оценка соответствия этих качеств нормативным значениям, в том числе, безопасности эксплуатации в соответствии с «Нормами расчета на прочность и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)».

На основе анализа полученных результатов, исследований и рекомендаций института, заводом была разработана конструкция новой тележки на пневморессорах.

В качестве поставщика пневматических рессор была выбрана компания Contitech (Германия), подобраны пневморессоры (чертеж PE 006/7141 N/113) для замены пружинного подвешивания опытного вагона. Дополнительно в конструкцию кузова опытного вагона и ходовых частей была введена система питания пневморессор сжатым воздухом от питательной магистрали вагона. Регулирующая и управляющая аппаратура была поставлена фирмой «Knorr-Bremse» (Германия).

Благодаря проведенным научно-исследовательским работам по теоретическим исследованиям динамических характеристик экспериментального вагона с пневматическим рессорным подвешиванием, результаты которых подтвердили правильность выбора управляющей аппаратуры и типа пневматических рессор заводом была сконструирована опытная пассажирская тележка на пневматическом подвешивании (модели 68-7041).

По результатам теоретических исследований данная тележка обеспечивала безопасную эксплуатацию пассажирских вагонов со скоростями до 200 км/ч.

В течение 2008-2009 годов были изготовлены две опытные пассажирские тележки модели 68-7041 (одна из которых мод. 68-7041 исп. 1 с механизмом ручного тормоза). Был доработан один из опытных пассажирских вагонов модели 61-779ЭГ под установку тележек.



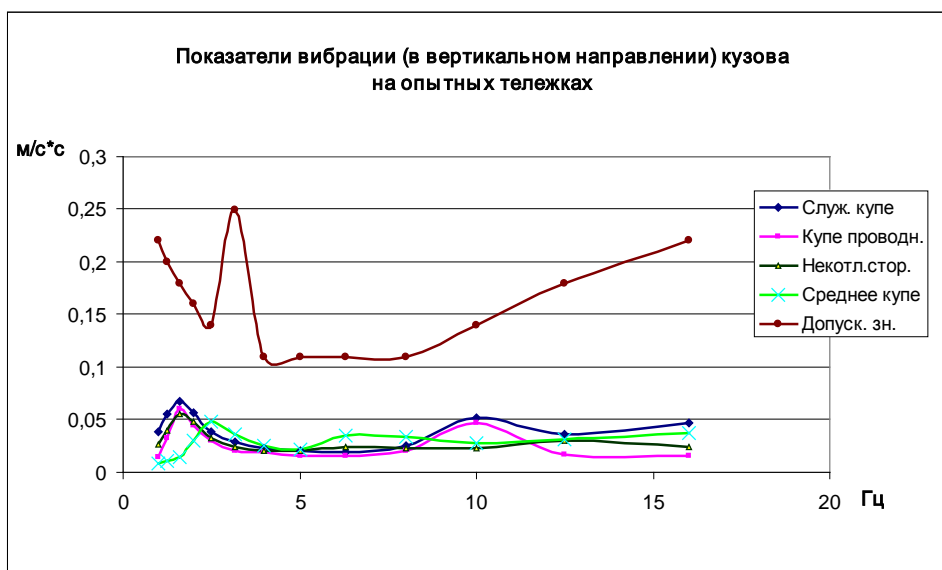
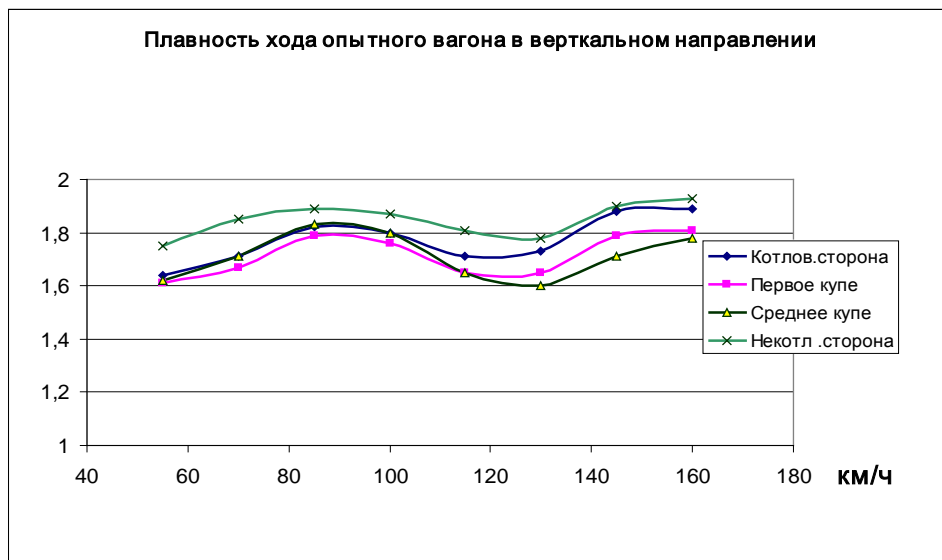
Фото 1. Экспериментальная пассажирская тележка
Технические характеристики тележки.

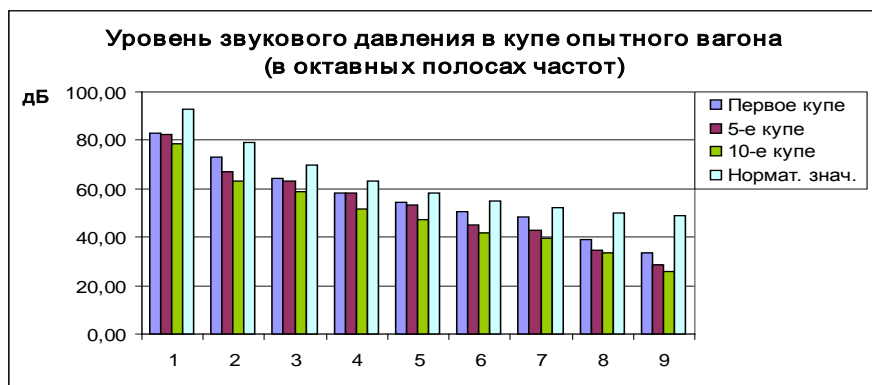
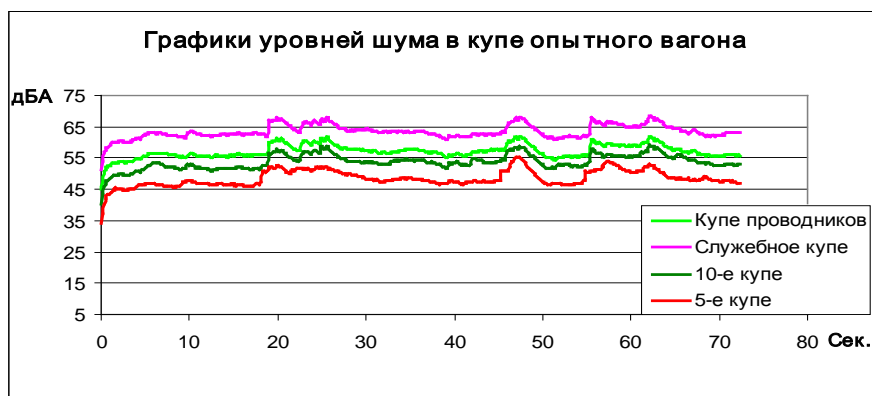
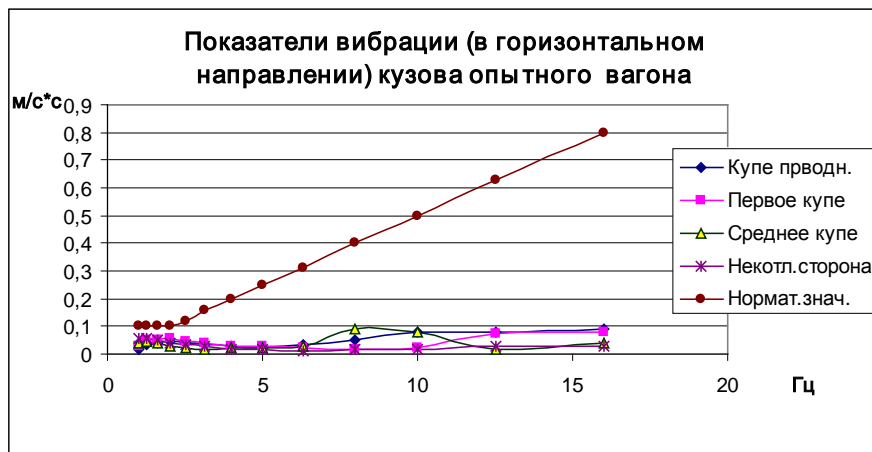
Наименование параметра	Единица измерения	Норма
1	2	3
Тип тележки		2-х осная безлюлочная
Габарит ГОСТ 9238		02-ВМ
Ширина колеи	мм	1520
База тележки	мм	2560
Статический суммарный прогиб	мм	400 - 450
Скорость конструкционная	км/ч	160
Масса тележки	т	6,7

Экспериментальные работы, связанные с испытаниями пассажирского вагона на магистральных путях УЗ, проводились непосредственно специалистами Испытательного центра и Испытательной лабораторией ДИИТа, научное руководство которой осуществлялось профессором Блохиным Е.П.

В декабре 2009 года тележки в составе доработанного пассажирского вагона были испытаны. Благодаря слаженным совместным действиям работа была выполнена качественно, своевременно, полученные результаты превзошли ожидания. Некоторые из основных результатов испытаний, которые характеризуют динамические качества вагона и его ходовые качества, необходимо отметить особо.

Так, плавность хода вагона получена в пределах 2,0, при нормативном допуске 3,2. Значение уровня вибрации во внутренних помещениях салона получено ниже нормативного почти в два раза, уровень шума в салоне вписывается в диапазон показателей соответствующих спальному вагону дальнего следования.





Следует также обратить внимание на тот факт, что на территории Украины (в связи с отсутствием соответствующего полигона) динамические показатели вагона были экспериментально проверены и подтверждены при движении вагонов со скоростями до 176 км/ч. Тем не менее, при испытаниях вагона RIC на польских железных дорогах, с шириной колеи 1435 мм. (на этих же тележках с пневмоподвешиванием), были достигнуты скорости движения до 200 км/ч. и получены положительные результаты испытаний.

В процессе создания тележки и ее испытаний, в качестве дополнительных достоинств пневмоподвешивания подтверждена возможность в обеспечении постоянного уровня оси автосцепки вагона от поверхности головок

рельсов незалежно від завантаження вагона, що дуже важливо при обладнанні вагона жорсткими автосцепками і герметичними міжвагонними переходами.

Висновок:

1. Близько проведених наукових і експериментальних робіт, які реалізовувалися під безпосереднім науковим керівництвом відомого вченого, Лауреата державної премії України в області науки і техніки, доктора технічних наук, професора Євгенія Петровича Блохіна, був накопичений величезний досвід по створенню високоскоростного транспорту соціального призначення.

При цьому основний акцент ставився на досягнення максимально можливих комфортних умов для пасажирів в процесі руху вагона.

2. Результати проведеної роботи послужили фундаментом для ПАО «КВСЗ» при створенні цілої серії сучасного подвижного складу, переважаючого за своїми характеристиками наявні можливості інфраструктури вітчизняних залізничних доріг по швидкісному пасажирському русу. Серед них – швидкісний електропотяг для міжрегіональних перевезень, вагон РІС для міжнародних перевезень, вагони метро для перевезень пасажирів в мережі метрополітенів і т.д

Рациональне проектування підвісних канатних доріг з урахуванням ресурсозберігаючих технологій

Ракша С. В., Куроп'ятник О. С., Курка А. О. (ДИИТ)

Розвиток та впровадження ресурсозберігаючих технологій завжди вважалося одним із найбільш пріоритетних завдань, яке вирішується як на етапі проектування, так і в процесі експлуатації техніки. На сьогодні енергія є критичним ресурсом, тому розробка способів зниження енергоспоживання є досить актуальною задачею. Дана робота присвячена дослідженню можливостей зниження енергоспоживання підвісних канатних доріг (ПКД) та розробці рекомендацій щодо поліпшення таких конструкцій.

Енергоспоживання ПКД можна оцінити за величиною питомої потужності приводу (k), яка є відношенням потужності (P_p), яку споживає привод під час експлуатації, до продуктивності дороги (P): $k = P_p / P$. Ця величина є інтегральною характеристикою, яка формується зі значень за кожним з етапів циклу транспортування.

Цикл транспортування складається з декількох етапів: рух вагона в межах станції, розгін/гальмування вагона біля станцій та опор, рух вагона в прогонах. Після математичних перетворень отримуємо $k = \frac{1}{\eta N} \int_0^L W ds$, де η – коефіцієнт корисної дії приводу; N – місткість вагонів; W – окружне зусилля приводу; L – довжина шляху транспортування (дорівнює довжині несучого каната); s – переміщення вагона.

З отриманого виразу випливає, що питома потужність приводу не залежить від його кінематичних параметрів (швидкості, прискорення).

Розглянемо вплив різних параметрів дороги на питому потужність приводу.

Залежність питомої потужності приводу від місткості вагонів має характер гіперболи, що прагне до свого мінімально досяжного значення $k_{\min}(N)$. Дослідження показали, що величина $k_{\min}(N)$ не залежить від довжини прогону, а за малих довжин прогону вплив місткості вагонів на питому потужність знижується. Також доведено, що зі збільшенням місткості вагонів вплив довжини прольоту на питому потужність зменшується.

Далі розглянемо вплив кута нахилу хорди прольоту (β). У разі, коли $\beta = 0$ (горизонтальний прогін), місткість вагонів не впливає на питому потужність приводу. Таким чином, для доріг великої довжини раціональними слід вважати прогони з мінімальними перепадами висот опорних точок несучого каната, що може бути досягнуто шляхом підбору висот опор відповідно до особливостей рельєфу в місцях їх встановлення.

Залежність питомої потужності від довжини прольоту має лінійний характер. За умови $\beta = 0$ довжина прогону майже не впливає на величину k , отже, довгі прогони слід виконувати якомога більш пологими, долаючи перепади висот за рахунок прогонів малої довжини.

Врахування отриманих результатів під час проектування нових ПКД та розробки планів модернізації існуючих доріг дозволить отримати конструкції зі зменшеним енергоспоживанням, що підвищить конкурентоспроможність даного виду транспорту та зробить його більш привабливим з точки зору інвестицій.

Проведення випробувань з впливу на колію та стрілочні переводи рухомого складу нового покоління з осьовим навантаженням 25 т на вісь

Рибкін В. В., Савлук В. Є. (ДІІТ)

Колієвипробувальна галузева науково-дослідна лабораторія ДНУЗТу з 2007 року провела експериментальні випробування рухомого складу нового покоління з навантаженням 25 т на вісь:

- піввагони моделі 12-7039 на дослідних візках моделі 18-7033, виробництва ВАТ «Крюківський вагонобудівний завод»;
- піввагони моделі 12-9745-01 на візках моделей 18-4129 та 18-4129-1, виготовлених ВАТ «Кременчуцький сталеливарний завод»;
- піввагон моделі 12-9791 на візках моделі ICG Motion Control, виробництва ВАТ «Дизельний завод»;
- вагон-цистерна моделі 15-1547-03 на візках моделі 18-1711, виготовлених ПАТ «Азовзагальмаш».
- напіввагон моделі 12-7039-01 на візках моделі 18-9836 та вагон для зерна моделі 19-7053 на візках моделі 18-9836, виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод».

Для всіх перерахованих одиниць були проведені випробування з оцінки впливу рухомого складу на колію та стрілочні переводи у порівнянні з вагоном-еталоном.

Дані випробування проводилися відповідно до відповідно до «Технічних вказівок з проведення натурних випробувань рухомого складу щодо впливу на колію та стрілочні переводи». Для отримання достовірних експериментальних даних про фактичний вплив на колію при проведенні випробувань необхідно враховувати вимоги діючих нормативних документів Укрзалізниці. А точніше необхідно брати до уваги, що, згідно з нормативами, на дослідних ділянках повинні бути відступи від норм утримання колії 3 ступеню які не обмежують встановлену швидкість руху. Тобто для отримання достовірної оцінки з впливу на колію дослідного рухомого складу необхідно проводити випробування на коліях з різними видами відступів 3 ступеня, що і вимагають «Норми допустимих швидкостей руху рухомого складу по залізничних коліях Державної адміністрації залізничного транспорту України шириною 1520 мм».

Як показав досвід аналізу протоколів випробувань при проведенні динамічних ходових випробувань взагалі на цей факт не звертають увагу, тому результати динамічних ходових випробувань дуже часто не кореспондується з результатами випробувань з впливу на колію.

Під час проведення випробувань вище перерахованого рухомого складу для оцінки впливу нерівностей на колії були проведені порівняльні випробування з нерівностями та без них. Результати таких випробувань вражають. У деяких випадках різниця показників на одній і тій же ділянці під впливом одного й того ж рухомого складу складала від 12 до 20%.

При проведенні всіх випробувань в якості еталона використовувалися вагони на візках моделі 18-100 з різними зносами ходових частин. Дані з впливу вагонів, з різними зносами ходових частин також оброблялися та аналізувалися.

Навантаження на вісь дослідних вагонів перевищує встановлену на Українських залізницях норму – 23,5 т на вісь. Граничне осьове навантаження для вантажних вагонів враховувалося однією з основних передумов для визначення допустимих швидкостей рухомого складу, порядку та термінів призначення ремонтно-колійних робіт та нормативів праці на утримання колії та штучних споруд.

Досвід експериментального збільшення осьового навантаження у колишньому МШС СРСР та результати наукових досліджень показують, що збільшення навантаження призводить до підвищення інтенсивності відмов рейок за дефектами контактно-втомленого характеру та погіршення стану колії.

Враховуючи зазначене, перед масовим впровадженням вагонів з навантаженням 25 т на вісь необхідно переглянути зазначені нормативні документи та при техніко-економічному обґрунтуванні впровадження таких вагонів врахувати зростання витрат на утримання колійної інфраструктури.

Підвищення плавності руху поїздів на підходах до мостів з безбаластовим мостовим полотном

Линник Г. О. (Укрзалізниця), Курган А. М. (НКТБ УЗ), Лужицький О.Ф. (ДНУЗТ)

Сучасні умови експлуатації залізниць України потребують підвищення експлуатаційної надійності залізничної колії, її стабільності на всій довжині залізниці, в тому числі й на підходах до мостів. Ділянки залізниць перед мостами, у межах берегових опор залізничних мостів є несприятливими зонами взаємодії рухомого складу і колії, так як на цих ділянках в процесі експлуатації утворюються нерівності, які є наслідком зміни конструкції та пружності колії. Верхня будова колії, земляне полотно на підходах до штучних споруд працює в складних умовах, і може бути причиною зниження надійності роботи залізничної колії, плавності руху поїздів та зменшення швидкості на цих ділянках.

Сполучення моста з насипами здійснюється в межах конусів, усередині яких розташовані устої. Головна вимога до цього сполучення - забезпечити плавну зміну жорсткості основи залізничної колії. У межах моста з безбаластовим мостовим полотном основа колії дає під навантаженням незначні пружні осідання, а на насипі осідання значно більші. Щоб у місці сполучення моста з насипом у рейках не виникали великі напруження, необхідно забезпечити в межах устою і перед ним плавне збільшення жорсткості основи при наближенні до прогонової споруди моста. Це забезпечується, насамперед, тим, що устою, сприймаючи горизонтальний тиск насипу, перешкоджає великим вертикальним переміщенням (осіданням) її верха. Крім того, це забезпечується особливою конструкцією устою, а також улаштуванням за ним спеціальних перехідних ділянок.

У місцях переходу конструкції земляного полотна та верхньої будови звичайної колії, що має одну жорсткість, до іншої – на мосту, що має значну більшу жорсткість, виникають складні динамічні процеси, що впливають на стан як колії ділянок підходів, так і самих прогонових споруд. Характерною рисою безбаластової колії на штучній споруді є відсутність залишкових деформацій колії, в той же час осідання колії на підходах можуть досягати значних величин. Поточне утримання колії не може зупинити процес накопичення залишкових деформацій колії на баласті, воно лише ліквідує окремі відступи. Проте поблизу безбаластової колії нерівномірність залишкових деформацій конструктивно обумовлена, але існуючі заходи поточного утримання, що застосовуються для підтримання колії в технічно справному стані, виявляються недостатніми для забезпечення однакової пружності колії на цих ділянках. В результаті чого в зоні переходу до безбаластової колії взаємодія рухомого складу і колії при проході через нерівність набуває ударного характеру через різку зміну величини пружної деформації рейки під вертикальним навантаженням. Така взаємодія поступово призводить до розладу підрейкової основи на баластній колії і до пошкодження самої штучної споруд.

ди. Ці явища знижують ефективність застосування безбаластових конструкцій колії.

На підставі аналізу попередніх досліджень і теоретичних розробок зроблено наступні висновки:

- у зоні сполучення земляного полотна і мостового переходу необхідно укласти спеціальну перехідну конструкцію.
- улаштування конструкції перемінної жорсткості дає реальне зниження рівня динаміки на підходах до мостів. Порівняння результатів експериментів до і після посилення явно свідчить про зниження рівня амплітуд коливань у зоні устою в середньому на 30 %.
- аналітичне визначення несучої здатності земляної полотна, посиленого конструкцією перемінної жорсткості повинно виконуватися з урахуванням вібродинамічного впливу.

Визначення допустимих швидкостей руху поїздів на складних ділянках плану залізниць

Курган М. Б., Курган Д. М., Хмелевська Н. П., Байдак С. Ю. (ДИИТ)

При визначенні допустимих швидкостей руху поїздів у кривих ділянках колії повинні враховуватися критерії безпеки, плавності і комфортабельності їзди. Були виявлені недоліки, що вказують на необхідність коригування нині діючої методики. У зв'язку з неточністю первісного укладання і порушеннями в утриманні кривих, проектні характеристики плану лінії часто не витримуються і їхні фактичні значення відрізняються від паспортних даних. Методи, що використовуються сьогодні в дистанціях колії для визначення параметрів кривих, недосконалі, тому що на кінцевий результат впливають суб'єктивність, кваліфікація виконавця й інші фактори. Геометричні параметри кривих, зазначені на поздовжньому профілі, часто не відповідають фактичним даним.

Статистика підтверджує, що велика кількість сполучень кривих на залізницях України у ряді випадків приводить до недоцільного обмеження швидкостей руху або, навпаки, до їх завищення і, як наслідок, до погіршення комфортабельності руху поїздів та швидкого розладу колії. Проблема не була такою гострою, поки не з'явилася необхідність підвищення швидкостей руху та моніторингу технічного стану плану колії. Оскільки збільшення швидкості на залізницях ставить підвищені вимоги до якості проведення робіт з виправки й утримання кривих, необхідні нові підходи до розрахунків проектних параметрів плану та встановлення максимально допустимої швидкості руху поїздів. Ті допущення, що були прийняті раніше й слабо впливали на показники руху поїздів при швидкостях 100-120 км/год, потребують або зміни, або відповідного корегування при швидкостях 160 км/год і більше. Для встановлення обґрунтованого значення максимально допустимої швидкості руху в кривій необхідно мати достовірні вихідні дані про параметри плану лінії. На сьогоднішній день існує багато способів, які використовуються для визначення

параметрів і стану кривих. Саме вже існування різних способів, що мають практичне застосування, говорить про те, що кожен з них має свої як позитивні так і негативні якості. Для вибору того чи іншого способу треба мати як статистичне, так і математичне обґрунтування. Встановлення максимально допустимої швидкості за параметрами й станом кривих є комплексна задача, від правильного вирішення якої залежить ефективність впровадження на залізницях України прискореного й швидкісного руху пасажирських поїздів.

При встановленні максимальної швидкості необхідно враховувати, що витрати на забезпечення того чи іншого рівня швидкості не повинні перевищувати доходи від її реалізації. Складність управління цим процесом приводить до необхідності застосування системного підходу до вирішення поставленого завдання.

Проведено аналіз випадків встановлення швидкостей руху в кривих ділянках колії, які негативно впливають на комфортабельність їзди та інтенсивність розладу колії, встановлено причини, що зумовлюють виникнення обмежень швидкості руху поїздів на залізницях України. Розроблена авторами методика з встановлення допустимих швидкостей руху перевірена в кривих на реальних ділянках залізниць, де впроваджено швидкісний рух поїздів. Надано пропозиції щодо автоматизації виконання розрахунків в дистанціях і службах колії з визначення допустимих швидкостей в кривих.

Використання запропонованої методики, дозволяє правильно встановлювати належність ділянки до того чи іншого сполучення в кривій, обґрунтовано призначати рівень максимально допустимої швидкості руху поїздів, при якому забезпечуються нормальні умови роботи залізничної колії.

Актуальность выполнения работы по совершенствованию конструкции полувагонов

Мямлин С. В., Кебал И. Ю. (ДИИТ)

Железнодорожный транспорт по-прежнему является основным видом транспорта, осуществляющим большую часть перевозки грузов как универсальных, так и специализированных. Для снижения эксплуатационных затрат и повышения экономической эффективности от использования грузовых вагонов необходим переход к использованию вагонов нового поколения, то есть вагонов, которые по своим техническим характеристикам значительно превосходят существующие модели.

К основным технико-экономическим параметрам вагона относят:

- грузоподъемность вагона;
- массу тары вагона;
- статическую нагрузку от оси колёсной пары на рельсы;
- статическую нагрузку вагона, приходящуюся на 1 м пути;
- удельный объем кузова;
- коэффициент тары.

Поэтому практически каждый показатель необходимо улучшить с учётом имеющихся и перспективных направлений научно-технического развития. Улучшение технико-экономических параметров вагонов позволит сократить транспортную составляющую в цене перевозимой продукции, ускорить модернизацию материально-технической базы железнодорожного транспорта, увеличить массу поездов, сократить удельные расходы энергоресурсов на тягу, ускорить продвижение грузопотоков, повысить безопасность движения, безотказность и эксплуатационную готовность подвижного состава. Совершенствование конструкции касается как ходовых частей вагонов, так и кузовов. Вагонный парк делится на универсальные и специализированные грузовые вагоны, а наибольшая часть вагонного парка приходится на универсальные грузовые вагоны. Основное их преимущество - возможность перевозки широкого ассортимента грузов, что позволяет уменьшить пустые пробеги. В связи с тем, что наиболее многочисленным является парк полувагонов, которые относятся к универсальным грузовым вагонам, основное направление совершенствования конструкции следует направить на усовершенствование этого типа вагонов.

Различные производители предлагают на рынок перевозок разнообразные модели полувагонов и все они связаны, как правило, с совершенствованием конструкции кузова и тележек. Конструкция подвижного состава нового поколения должна быть более крепкой и в тоже время легкой, иметь повышенную грузоподъемность и экономичность в эксплуатации, при этом необходимо сокращать число плановых и текущих ремонтов за счет увеличения межремонтных пробегов, удлинения участков между пунктами технического обслуживания, исключения случаев отказа технических средств в эксплуатации. Все эти принципы закладываются на самом начальном этапе создания вагона, а именно при проектировании.

Совершенствование технологии изготовления грузовых вагонов и применение новых марок сталей расширяет возможности при проектировании подвижного состава нового поколения.

Таким образом в работе подчеркивается необходимость и актуальность совершенствования конструкции полувагонов, как наиболее массового типа грузовых вагонов, с использованием последних достижений в области транспортного машиностроения.

О необходимости исследовать переходные режимы движения наливных поездов

Мямли́н С. В., Рома́нюк Я.Н. (ДИИТ)

Рассмотрены различные расчетные схемы поезда, которые применялись при решении задач об определении продольных сил в поездах при переходных режимах движения в разное время и разными научными школами. Проанализированы особенности каждой расчетной схемы и область ее применения.

Особое внимание уделяется состоянию вопроса об оценке уровня наибольших продольных сил в наливных поездах. Рассмотрены работы, в которых решались задачи о колебании железнодорожной цистерны, не полностью заполненной жидкостью для различных режимов движения. Проанализированы различные способы численного моделирования колебаний жидкости со свободной поверхностью в сосудах с крышкой и, возможно, с осыхающим дном.

Проанализированы различные математические модели и расчетные схемы для исследования колебаний жидкости в железнодорожных цистернах, а также их влияния на уровень продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях наливных поездов при переходных режимах движения. Так, В.А.Лазарян со своими учениками А.В.Рыжовым, Г.И.Богомазом, а также Ю.М.Черкашин и М.М.Соколов моделировали колебания жидкости в железнодорожных цистернах так называемой маятниковой моделью. Показано также, что в случае исследования только продольных колебаний цистерны, частично заполненной жидкостью, в качестве расчетной схемы целесообразно рассматривать систему, состоящую из основного твердого тела и моделирующих колебания жидкости грузов, присоединенных к нему с помощью упруговязких элементов.

Проанализированы различные способы вычисления гидродинамических коэффициентов системы цистерна - жидкость.

Изучено состояние вопроса о нагруженности вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов.

Проведенный обзор теоретических и экспериментальных исследований продольной нагруженности грузовых поездов позволяет сделать следующий вывод: несмотря на разнообразие рассмотренных вопросов в области переходных режимов движения грузовых поездов, проблема динамики наливного поезда, по-прежнему, остается актуальной, так как масса, длина и скорость движения эксплуатируемых поездов постоянно растут. При проведенных ранее теоретических исследованиях продольной нагруженности наливных поездов при торможении предполагалось, что вагоны оборудованы воздухораспределителями с усл. № 270-000, в настоящее же время грузовые вагоны оборудованы воздухораспределителями с усл. №483, что обеспечивает иной уровень продольных сил. Исследуя продольную нагруженность объединенных тяжеловесных наливных поездов, ранее рассматривался только случай, когда вспомогательный локомотив находился в середине состава, тормозные магистрали - разобщены, а управление тормозными средствами производилось с головного локомотива либо по волне разрядки тормозной магистрали либо синхронно. Исследуя устойчивость вагонов-цистерн, ранее рассматривались лишь отдельные режимы движения.

Наукові основи удосконалення параметрів ґрунтоущільнюючих машин

Главацкий К.Ц. (ДИИТ)

При виборі ґрунтоущільнюючих машин (ГУМ) для їх використання у технологічному процесі ущільнення ґрунтових споруд визначальними факторами є забезпечення максимально можливої у даних обставинах продуктивності та мінімальної собівартості виконання робіт.

Це можливо за рахунок прискорення ущільнення ґрунту шляхом скорочення витрат часу та енергоносії та, зменшення загальної кількості машин, задіяних у технологічному процесі ущільнення. Скорочення витрат часу та енергоносіїв можна досягти підвищивши інтенсивність ущільнення ґрунту, тобто активізувавши ущільнювальну дію на нього робочих органів ГУМ, наприклад, використовуючи робочі органи (РО) блокуючої дії на ґрунт і змінюючи в широкому діапазоні загальне привантаження РО. Зменшення загальної кількості ГУМ (котків, віброплит, трамбівок) можна шляхом створення машин нового покоління, компоновальні структурні схеми яких включали б РО коткового і площадкового пересувного типу статичної і динамічної дії.

Дослідженнями встановлено, що традиційні групи ГУМ, що випускаються різними фірмами-виробниками, мають досить розрізнені діапазони абсолютних і відносних показників, обумовлені певними типорозмірними рядами машин та рекомендованою областю їх раціонального застосування.

На практиці це призводить до використання у машинному комплексі для ущільнення ґрунту одночасно декількох типів ґрунтоущільнювальних котків, віброплит чи трамбівок.

Щоб порівняти ефективність роботи різних груп ГУМ різних виробників запропонована методика визначення відносних та узагальнюючих показників даних машин на основі відомих їх технічних характеристик. При цьому, на основі узагальнюючих показників роботи ГУМ рекомендовані зміни розрахункових діапазонів їх основних і допоміжних параметрів на стадії проектування з метою розширення області раціонального використання машини при ущільненні ґрунту за різними технологічними схемами.

Розрахунок і вибір раціональних діапазонів параметрів ГУМ виконується на основі математичного моделювання їх ефективної взаємодії з ґрунтом.

Розширення діапазону застосування ГУМ забезпечує введення в їх структуру вібраційних систем (ВС). Традиційні ГУМ мають, переважно ВС з жорстко фіксованими параметрами (вектор збурюючої сили, амплітуда, частота коливань), що суттєво обмежує технологічні умови їх використання. У сучасних ГУМ комбіноване застосування різнотипних РО обмежене, як правило, спільним типом, до якого вони відносяться (наприклад, для котків застосовуються тільки вальці, що відрізняються конфігурацією зовнішньої поверхні: циліндричні гладенькі, решітчасті, кулачкові, пневматики і т.п.).

При поєднанні в одній ГУМ РО різних типів (котків, віброплощадок, трамбівок) суттєво зміняться її технологічні можливості, а також скоротиться парк ГУМ. Прикладом нових видів ГУМ з комбінованими РО є ряд запатентованих автором технічних рішень.

Особливістю запропонованих конструкцій РО ГУМ є їх універсальність, яка, крім іншого, передбачає можливість блокування ущільнення ґрунту, що безумовно призведе до збільшення їх продуктивності за рахунок збільшення питомого тиску на ґрунт РО з ВС і створення умов не вислизання ґрунту з-під контактуючої з ним поверхні РО.

Розробка технології застосування робочого органа ґрунтоущільнюючої машини коткового типу з комбінованим розміщенням робочих поверхонь

Главацький К.Ц., Проскурня В.М. (ДИИТ)

У сучасних умовах виконання земляних робіт при спорудженні ґрунтових насипів на завершальному етапі їх створення актуальним є питання ефективного ущільнення ґрунту, оскільки від цього, в значній мірі, залежить стійкість ґрунтової споруди з урахуванням стабільності параметрів вологості ґрунту та розрахункового навантаження.

Відомі ґрунтоущільнювальні машини (ГУМ) коткового типу традиційно ущільнюють свіжонасипаний ґрунт послідовними проходами з дотриманням основної умови не перевищення поверхневого тиску робочого органа (РО) на ґрунт межі міцності ґрунту. Для цього передбачені певні технологічні послідовності застосування як ГУМ коткового типу в цілому, так і їх РО. Зокрема, порядок роботи ГУМ передбачає на першому етапі ущільнення ґрунту гладковальцевими котками легкого, середнього та важкого типу з наступним використанням їх вібраційних систем (ВС), далі – кулачковими котками з наступним використанням ВС. Подальша інтенсифікація ущільнення ґрунту можлива з використанням трамбівок і вібротрамбівок ударного типу.

Порядок роботи РО характеризується поступовим зменшенням їх контактної площі з ґрунтом за рахунок зміни розмірів і форми їх робочої поверхні, наприклад, поступове зменшення діаметра циліндричного металевого котка, встановлення на його поверхню змінних бандажів з кулачками змінних розмірів та профілю, поступове збільшення тиску в пневматичних котках.

Загальним недоліком роботи усіх відомих ГУМ є те, що вони не обмежують виходу ґрунту з-під їх робочої поверхні (не блокують ґрунт) у випадку перевищення поверхневого тиску РО на ґрунт межі міцності ґрунту.

Висунута авторами наукова гіпотеза полягає у перевищенні поверхневого тиску РО на ґрунт межі міцності ґрунту шляхом блокування його переміщення з-під робочої поверхні котка і використання цього ефекту для прискорення процесу ущільнення ґрунту за рахунок скорочення кількості проходів котка та використання заблокованого і максимально ущільненого ґрунту під котком як передаючої ланки тиску на нижче розташовані і, можливо, недостатньо ущільнені шари ґрунту.

Запропонована авторами конструкція РО коткового типу блокуючої дії на ґрунт передбачає створення ними умов блокування ґрунту від поперечного розсування з-під РО під час руху котка.

Такого результату можливо досягти, виконавши робочу поверхню котка ребристою. При цьому запропонований технологічний ряд виконання форми ребер, профіль яких у поперечному перерізі котка може бути, наприклад, прямокутним, трикутним, трапецієподібним, хвилястим, комбінованим.

Авторами також запропоновані і захищені патентами ряд конструктивних рішень ГУМ, в яких передбачена зміна кількості контактуючих з ґрунтом РО.

Крім того, для інтенсифікації ущільнення ґрунту передбачається активне використання вібрації у вигляді вбудованих чи модульних ВС з можливістю регулювання вектора збурюючої сили, виду коливань, їх амплітуди та частоти.

На основі авторських пропозицій розроблені технологічні послідовності застосування нових РО ГУМ та машин в цілому з акцентом на блокуване ущільнення.

Дослідження і розробка об'ємної ножової системи бульдозера з виступаючими ножами і бічними косинками

Главацький К.Ц., Кіфорук Ю.В. (ДІТ)

Ефективна розробка ґрунтів землерийно-транспортними машинами (ЗТМ) в значній мірі залежить від загального розподілу зусиль, що виникають у процесі копання ґрунту.

Як відомо з наукових досліджень, основна частка опору при копанні ґрунту виникає при відділенні ґрунту від масиву ножовою системою ЗТМ, за виключенням випадків транспортування призми ґрунту перед відвалом бульдозера. Інтенсифікація процесу копання ґрунту ЗТМ суттєво залежить від виду ножової системи їх робочих органів.

В основу удосконалення чи розробки нових видів ножових систем вказаних машин покладений принцип заміни блокованого різання ґрунту напіввільним чи вільним, оскільки при цьому зменшується питома енергоємність його розробки.

Такого результату можна досягти за рахунок поділу суцільного ріжучого краю традиційного ножа на пропорційні відрізки і шляхом їх зсуву у подовжньому і вертикальному напрямку щодо руху машини та з урахуванням кутових характеристик. Дана задача є актуальною, оскільки у вітчизняному машинобудуванні і наукових дослідженнях ЗТМ прийнята тенденція інтенсифікації розробки ґрунту зі зниженням питомих енерговитрат.

Відомі і практично застосовуються складні однорядні чи дворядні ножові системи скреперів і однорядні ножові системи бульдозерів, в яких застосовується виступаючий середній ніж. Крім того відомі складні ножові си-

стеми бульдозерів з декількома виступаючими ножами і бічними косинками, розміщеними в одній площині.

Відомий ряд наукових робіт, в яких запропоновані варіанти виконання ножової системи (НС) складного профілю, у т.ч. з виступаючим середнім ножом (ВСН), виступаючими ножами і бічними косинками (ВН і БК), розміщеними в одній площині, а також об'ємних ножових систем (ОНС) прямокутного профілю. Крім того, відомі технічні рішення, в яких пропонується виконання елементів НС у вигляді ВН трапецієподібної форми і БК з різними кутами нахилу до горизонталі. Застосування БК збільшує продуктивність бульдозера, оскільки вони підбирають і спрямовують у призму перед відвалом ґрунт із зон його бічних руйнувань, які утворюються автоматично при роботі ножа на докритичній глибині.

Відомі схематичні розробки просторових НС прямокутного профілю, в яких ріжучі леза розміщені з вертикальним і подовжнім зсувом щодо напрямку руху робочого органа, на якому вони закріплені. Подібна конструкція НС може бути найближчим аналогом авторської пропозиції блоку симетричних НС, в яких передбачається виконання кожної з ОНС з дворядним розміщенням ВН з однаковими і різними кутами їх нахилу до горизонталі та подовжнім і вертикальним зсувом ріжучих лез окремих ножів щодо напрямку руху робочого органа, виконаних на базі бульдозерного відвала. Причому кожен з ВН оснащений БК, а остаточний профіль поверхні ґрунту після проходження ОНС може бути рельєфним чи плоским.

Метою роботи є розробка і обґрунтування варіантів схематичного виконання ОНС для подальшого формування математичних і фізичних моделей та їх дослідження.

Авторами розроблені схематичні, ескізні і конструктивні варіанти груп ОНС з ВН і БК, підготовлені у відповідності до вимог математичного і фізичного моделювання з метою визначення раціональних конструктивних рішень та їх порівняльного аналізу.

В результаті очікується збільшення загальної глибини копання ґрунту за один прохід бульдозера, підвищення його продуктивності та інтенсифікація процесу розробки ґрунту робочими органами землерийно-транспортних машин, на яких вони будуть застосовуватися.

Дослідження і розробка комбінованої просторової ножової системи бульдозера з попарно встановленими ножами для косого копання ґрунту

Главацький К.Ц., Серeda О.В. (ДІІТ)

Ефективна робота бульдозера і збільшення його продуктивності можливі, зокрема, за рахунок зменшення питомого опору копанню ґрунту та зменшення втрат ґрунту у бічні валики при його транспортуванні.

Як відомо, найбільший питомий опір виникає при блокованому копанні ґрунту. Основна частка опору при копанні ґрунту виникає при відділенні

грунту від масиву ножовою системою (НС) бульдозера, за виключенням випадків транспортування призми ґрунту перед відвалом бульдозера. Інтенсифікація процесу копання ґрунту бульдозером суттєво залежить від виду НС його робочого органу.

В основу удосконалення чи розробки нових видів НС бульдозера покладений принцип заміни блокованого різання ґрунту напіввільним чи вільним, оскільки при цьому зменшується питома енергоємність його розробки.

Такого результату можна досягти за рахунок поділу суцільного ріжучого краю традиційного ножа на пропорційні відрізки і шляхом їх зсуву у подовжньому і вертикальному напрямку щодо руху машини та з урахуванням кутових характеристик. Дана задача є актуальною, оскільки у вітчизняному машинобудуванні і наукових дослідженнях ЗТМ прийнята тенденція інтенсифікації розробки ґрунту зі зниженням питомих енерговитрат.

Відвал бульдозера з комбінованою просторовою ножовою системою (КПНС) з попарно встановленими ножами для косого копання ґрунту включає традиційний неповоротний відвал і ріжучі ножі. Конструктивно він відрізняється тим, що ріжучі ножі пропонується виконати з окремих пластин і з'єднати між собою попарно і з відвалом так, щоб ріжучі краї могли знаходитися в одній чи в різних площинах, бути розташовані симетрично відносно подовжньої вертикальної площини симетрії відвала під заданим кутом між собою у фронтальній і вертикальній проекції. Крім того ріжучі краї ножів можуть бути прямими, ламаними чи криволінійними, а кут нахилу пластин ножів до горизонталі може задаватися розміщенням ножової системи в межах максимальної глибини копання традиційного ножа, або дорівнює його раціональному значенню для бульдозерів.

Відомі схематичні розробки просторових НС прямокутного профілю, в яких ріжучі леза розміщені з вертикальним і подовжнім зсувом щодо напрямку руху робочого органу, на якому вони закріплені. Подібна конструкція НС може бути найближчим аналогом авторської пропозиції блоку симетричних КПНС, в яких передбачається виконання кожної з об'ємних НС з дворядним розміщенням ВН з однаковими і різними кутами їх нахилу до горизонталі та подовжнім і вертикальним зсувом ріжучих лез окремих ножів щодо напрямку руху робочого органу, виконаних на базі бульдозерного відвала. Причому кожен з ВН оснащений БК, а остаточний профіль поверхні ґрунту після проходження ОНС може бути рельєфним чи плоским.

Метою роботи є розробка і обґрунтування варіантів схематичного виконання КПНС для подальшого формування математичних і фізичних моделей та їх дослідження.

Авторами розроблені схематичні, ескізні і конструктивні варіанти груп КПНС, підготовлені у відповідності до вимог математичного і фізичного моделювання з метою визначення раціональних конструктивних рішень та їх порівняльного аналізу.

Дослідження безтраншейного утворення технологічних порожнин у ґрунті (ТПГ) для прокладки комунікацій буро-ущільнювальним робочим органом (БУРО)

Посмітюха О.П., Главацький К.Ц. (ДНУЗТ)

Влаштування підземних комунікацій (прокладання труб, кабелів, тощо) протяжністю до 30...40 м безтраншейним способом в умовах міста чи іншого населеного пункту є на сьогоднішній день досить актуальною задачею.

З точки зору виробничо-технічного аспекту: скорочуються строки та обсяг організаційно-технічних узгоджень перед початком виконання робіт; відсутня необхідність зупинки руху всіх видів наземного транспорту, перекриття автомобільних доріг і залізничних колій; значно скорочуються строки виконання робіт та кількість землерийної техніки; знижується ризик виникнення аварійних ситуацій, що, в свою чергу, гарантує тривалу безаварійну експлуатацію комунікацій; можна оминати перепони на шляху майбутнього трубопроводу та формувати траєкторію свердловини практично будь якої конфігурації; появляється можливість прокладати інженерні мережі під річками, озерами, кручами, лісовими масивами, сільськогосподарськими об'єктами, а також використання методу в специфічних ґрунтах (плавуні, скальні породи); не наноситься шкода в охоронних зонах ліній електропередач, нафто- та газогонів, в умовах щільної забудови міст, під автомагістралями, тощо.

З точки зору фінансово-економічного аспекту: безтраншейний метод прокладання комунікацій суттєво зменшує кошторис будівництва за рахунок зменшення строків виконання робіт, зниження витрат на використання важкої землерийної техніки та додаткових робочих рук, виключає або зводить до мінімуму витрати на відновлення пошкоджених ділянок автомобільних доріг та залізничних колій, зелених насаджень та предметів міської інфраструктури, скорочує витрати на контроль та ремонт трубопроводів в процесі експлуатації.

З соціально-економічної точки зору безтраншейний метод прокладання комунікацій зберігає природний ландшафт та екологічний баланс в місцях проведення робіт, виключає технологічний вплив на флору та фауну, розмивання берегів та придонних відкладень водойм, зводить до мінімуму негативний вплив на умови проживання людей в зоні робіт.

БУРО передбачає попереднє утворення початкової технологічної порожнини шнековим робочим органом чи проколом ґрунту, а потім – протягуванням через нього робочого органа-розширювача, профіль якого виконаний максимально наближений до бажаного, залежно від кількості футлярів, що планується одночасно укласти для наступного влаштування в них комунікацій.

Розроблені математичні моделі взаємодії елементів БУРО з ґрунтом дали підстави для розробки комплексу фізичних масштабних моделей та, відповідно, лабораторного устаткування для проведення досліджень.

Лабораторне устаткування передбачає вимірювання сили протягування та щільності ґрунту в зоні технологічної порожнини.

При моделюванні процесу використовується модель ґрунтової суміші, яка попередньо ущільнюється.

В результаті досліджень планується отримати раціональні співвідношення між параметрами БУРО і уточнити технологічні послідовності виконання робіт.

Планування експерименту для профільних змінних робочих органів ґрунтоущільнюючих машин

Главацький К.Ц., Черкудінов В.Е. (ДПТ)

В даній роботі розглядаються планування експерименту для П-подібних, прямокутних та трикутних профілів робочих органів ґрунтоущільнюючих машин (РО ГУМ).

Експериментальне дослідження профільних РО ГУМ передбачає рішення наступних задач: дослідження на фізичних моделях РО ГУМ основних схем взаємодії з ґрунтом та визначення механізму протікання процесу ущільнення та фізичної суті явищ, які виникають при цьому; визначення силових та енергетичних параметрів робочого процесу РО ГУМ; визначення раціональних значень та основних геометричних параметрів РО ГУМ; проведення досліджень натурного примірника РО віброплити.

Для проведення експериментальних досліджень в лабораторних умовах використовують наступні прилади: стенд для фізичного моделювання робочих процесів ущільнення ґрунту; комплект змінних РО профільного типу; динамічний щільновимірювач; універсальні тензоланцюги; підсилювач; персональний комп'ютер.

В якості експериментального середовища використовуємо зволожений ґрунт.

Основні параметри П-подібного РО блокуючої дії, які оптимізуються та змінюються в ході проведення експерименту:

- ширина задньої частини робочого органу (діапазон зміни від 500 мм до 600 мм);
- висота задньої частини робочого органу (діапазон зміни від 60 мм до 100 мм);
- швидкість переміщення робочого органу (діапазон зміни від 0,3 м/с до 0,7 м/с).

Основні параметри прямокутного та трикутного РО блокуючої дії, які оптимізуються та змінюються в ході проведення експерименту:

- ширина задньої частини робочого органу (діапазон зміни від 500 мм до 600 мм);
- висота задньої частини робочого органу (діапазон зміни від 60 мм до 100 мм);

- швидкість переміщення робочого органу (діапазон зміни від 0,3 м/с до 0,7 м/с);

- кількість ділянок, n (діапазон зміни від 1 до 5).

Експериментальне дослідження проводиться з використанням рототабельного планування другого порядку та з довірительною вірогідністю 0,95.

Кількість експериментальних досліджень для П-подібного РО, визначений трьома керуючими факторами, представлений матрицею рототабельного центрального композиційного плану, який складається з 17 точок.

Кількість експериментальних досліджень для прямокутного та трикутного РО, визначений чотирма керуючими факторами, представлений матрицею рототабельного центрального композиційного плану, який складається з 32 точки.

Процес взаємодії РО блокуючого типу з ґрунтом описується загальним рівнянням регресії другого порядку.

Результатами планування експериментальних досліджень є проведення експерименту та виявлення закономірностей зміни опору ущільненню ґрунту від геометричних параметрів РО ГУМ, кількості ділянок та фізико-математичних властивостей ґрунту, який оцінюється показником кількості ударів динамічним щільноміром.

Оценка металлургического качества деталей ответственного назначения подвижного состава при продлении срока службы и предупреждении чрезвычайных ситуаций на железнодорожном транспорте

Коваленко В. В. (ДИИТ)

Участвовавшие случаи чрезвычайных ситуаций, связанные с возникновением пожаров при движении электровозов и преждевременным разрушением валов тяговых электродвигателей с нанесением ущерба в размере до 11 миллионов гривен требуют создания новых методик оценки качества деталей ответственного назначения при продлении срока службы и предупреждения чрезвычайных ситуаций на украинских железных дорогах.

Для предотвращения указанных чрезвычайных ситуаций необходимо в основные мероприятия по оценке остаточного ресурса тягового подвижного состава дополнительно ввести оценку химического состава этих деталей.

Недавний случай возникновения пожара на электровозе ВЛк-80, находящемся в рабочем режиме в процессе перевозки грузов показал, что причиной пожара явилось несоответствие марки сплава контактных зажимов тягового трансформатора нормам конструкторско-технической документации. В результате чего произошло зернограничное оплавление металла с попаданием жидкого металла в трансформаторное масло и возгорание последнего. Предварительная оценка ущерба от полного выгорания одной секции локомотива составила 11 миллионов гривен.

Подобные ситуации участились также в результате преждевременного разрушения валов тяговых электродвигателей. Оценка металлургического

качества указанных валов показала, что сталь загрязнена неметаллическими включениями (преимущественно сульфидами железа). Размер этих включений достигает 500 мкм. Кроме того, в металле валов содержится до 1-20 % пористости с размерами пор до 1 мм. Подобную пористость невозможно определить ультразвуковыми методами исследования, и образуется она в результате некачественной обрезки верхней части слитка металла с сохранением внутренних раковин и пор, которые не устранились при горячем деформировании металла валов. Очередным нарушением технологических инструкций и государственных стандартов при восстановлении изношенных валов явилась наплавка на легированную сталь валов нелегированного металла, осуществленная, кроме того, на неподготовленную поверхность изношенной детали. Результатом последних нарушений технологии было образование трещин на границе металл валов/наплавка.

Итак, как видно из сложившейся ситуации, подобные нарушения норм стандартов и технологических инструкций ведут к значительным материальным потерям и могут также быть причиной чрезвычайных ситуаций, что существенно снижает безопасность движения железнодорожного транспорта Украины. Предупреждение подобных ситуаций можно достичь посредством входящего контроля и периодических проверок соответствия химического состава деталей ответственного назначения тягового подвижного состава нормам государственных стандартов.

Метод определения прочностных характеристик материалов с использованием параметра удельной энергоемкости разрушения

Пашенко А. В., Мотузко Д. В. (ДИИТ)

Прочностные и деформационные характеристики материалов (пределы прочности на сжатие, растяжение, сдвиг, коэффициент Пуассона, угол внутреннего трения и т. д.) определяются силами внутренних связей между ионами этих материалов. Условие прочности твердого тела было установлено Кулоном. Все твердые материалы являются телами упругими. При нагружении их внешними силами, они линейно деформируются, а после снятия нагрузки упругие деформации, незначительные по величине, исчезают. Работу деформации до момента разрушения можно представить состоящей из двух частей – работы, затрачиваемой на упругую деформацию, и работы, затрачиваемой на пластическую деформацию.

Разрушение материала всегда происходит путем отрыва или дробления материала с образованием свободной поверхности. Разработана методика определения прочностных характеристик по параметрам разрушения отрывом. Сущность испытания образцов материала заключается в разрушении отрывом при помощи пуансона, движущегося в сторону свободной поверхности образца. При этом происходит отделение крупного элемента с криволинейной образующей, параметры которого связаны с прочностными характеристиками. Криволинейная образующая представляет собой часть эллипса.

Для испытаний готовятся образцы в виде круга или квадрата. Текущее значение высоты отрыва устанавливается глубиной просверливания отверстия. Усилие отрыва фиксируется силоизмерительным элементом.

Проведенные испытания показали высокую точность и достоверность результатов измерений. Использовались материалы с различными свойствами—бетон, дерево, чугун, пластилин, мрамор, гранит и другие. Метод был использован при проведении исследований энергоемкости процесса разрушения в условиях внешнего давления до 50 МПа.

Сравнение тележек грузовых вагонов

Сороколет А.В., (ДИИТ)

В современных реалиях грузоперевозок Украины необходимо увеличивать скорость движения грузовых поездов и уменьшать затраты на содержание подвижного состава. Для увеличения скоростей движения подвижного состава необходимо предъявлять высокие требования к ходовым частям. Скорость движения грузовых вагонов с тележками модели 18-100 ограничена 90 км/ч. При наличии допускаемого износа ходовых частей скорость движения необходимо еще уменьшать.

В Украине на грузовом подвижном составе в основном применяются тележки модели 18-100, которая отличается небольшим межремонтным пробегом (160 тыс. км), высоким износом колес и невысокой надежностью.

Тележка модели 18-9810 производства ТВСЗ (Россия) имеет следующие преимущества по сравнению с тележкой модели 18-100:

- боковая рама и надрессорная балка с увеличенными показателями статической и усталостной прочности;
- увеличение межремонтного пробега до 500 тыс. км;
- увеличение срока службы износостойких элементов до 1 млн. км;
- снижение стоимости жизненного цикла в 2 раза;
- снижение коэффициента вертикальной динамики порожнего вагона в 4 раза;
- коэффициент запаса устойчивости от схода колеса с рельсов порожнего вагона выше на единицу при всех скоростях движения.

Тележка модели Т-25 производства TransTec Vetschau GmbH (Германия) имеет следующие преимущества по сравнению с тележкой модели 18-100:

- снижение себестоимости изготовления;
- увеличение межремонтного пробега до 500 тыс. км;
- увеличение осевой нагрузки до 25 тс;
- жесткое крепление рамы, соответственно исключение забегания боковых рам друг относительно друга, вследствие чего уменьшилась интенсивность виляния тележки;

– исключены маятниковые колебания рам относительно собственных продольных осей, в результате установлена равномерная передача нагрузок на элементы буксового узла.

Тележка модели 18-7020 производства КВСЗ имеет следующие преимущества по сравнению с тележкой модели 18-100:

– боковая рама и наддресорная балка с увеличенными показателями статической и усталостной прочности;

– увеличение межремонтного пробега до 500 тыс. км;

– увеличение срока службы износостойких элементов до 1 млн. км.

Тележка ZK1 производства QQRS (КНР) имеет следующие преимущества по сравнению с тележкой модели 18-100:

– увеличение межремонтного пробега до 800 тыс. км;

– исключены забегания боковых рам друг относительно друга, вследствие чего уменьшилась интенсивность виляния тележки;

– исключены маятниковые колебания рам относительно собственных продольных осей, в результате установлена равномерная передача нагрузок на элементы буксового узла;

– осевая нагрузка от 23 до 25 тс.

По результатам сравнения тележек можно сделать вывод о несовершенстве конструкции тележки модели 18-100 по сравнению с современными аналогами и необходимости ее модернизации или замены.

Анализ существующих конструкций тележек пассажирских вагонов для скоростного и высокоскоростного движения

Мямлин С. В., Харченко А. В. (ДИИТ)

В связи с перспективами интеграции транспортной системы Украины в общеевропейскую систему, к подвижному составу для скоростных и высокоскоростных пассажирских перевозок предъявляются особые требования по скорости движения, безопасности и комфорту для пассажиров. В первую очередь это связано с улучшением динамических характеристик подвижного состава и показателей комфорта. Из всех узлов, влияющих на формирование динамических характеристик, основная роль в отводится тележкам.

В работе приведены результаты анализа существующих моделей тележек пассажирских вагонов для скоростного и высокоскоростного движения как отечественного, так и зарубежного производства, а также сформулированы общие тенденции при создании новых и усовершенствовании существующих конструктивных характеристик пассажирского подвижного состава. В частности, в современном вагоностроении получили распространение индивидуальные двухосные тележки с применением двухступенчатого рессорного подвешивания (буксового или первичного, центрального или вторичного). При этом в первой ступени рессорного подвешивания используются упругие элементы, которые обеспечивают продольную и поперечную жесткость. Для обеспечения необходимой плавности хода и комфортных условий проезда

пассажиров в центральной ступени рессорного подвешивания хорошо зарекомендовала себя безлюлечная конструкция с применением пневматических рессор. Для гашения колебаний в вертикальном и поперечном горизонтальном направлениях используются гидравлические гасители колебаний в обеих ступенях рессорного подвешивания. При эксплуатации высокоскоростного подвижного состава на участках пути с большим количеством кривых участков, целесообразно применение устройств радиальной установки колесных пар в кривых участках пути и средств принудительного наклона кузова вагона внутрь кривой.

Таким образом, в результате анализа современных конструкций подвижного состава определены тенденции развития ходовых частей пассажирских вагонов для скоростного и высокоскоростного движения.

Особенности стендовых испытаний железнодорожных осей

Мямлин С. В., Жижко В. В., Костенко Ю. А. (ДИИТ)

Ось колесной пары — наиболее ответственная деталь ходовых частей железнодорожного подвижного состава. Конструкция оси, ее материал и технология производства строго регламентированы. От надежности работы этого элемента зависит безопасность движения, поэтому при выпуске новых осей или при уже налаженном производстве оси проходят тщательную проверку на соответствие ее параметров, установленным нормативными документами.

Одним из главных параметров оси является ее усталостная прочность. Для ее проверки проводят стендовые испытания на натурных образцах, отобранных из партии осей методом отбора «вслепую». Главной задачей усталостных стендовых испытаний является создание таких условий нагружения оси, которые будут максимально приближенными к реальным условиям ее эксплуатации. Находясь в составе колесной пары, ось воспринимает изгибающую круговую нагрузку, а в локомотивных колесных парах — еще и нагрузку кручения от приводной шестерни. Как показала практика, одним из самых ответственных и наиболее нагруженных мест в оси является галтель шейки. Нормами безопасности НБ ЖТ ТМ 02-98, а так же ГОСТ 31373 предусматривается испытания оси на соответствие предела выносливости в зоне шейки установленному значению.

Соответствие предела выносливости проверяют на испытательных машинах для усталостных испытаний, нагружая ось или ее половину циклическими нагрузками на базе 5 млн. циклов. Если во время испытаний ось не разрушилась и не появилось трещин, то предел ее выносливости больше, чем напряжение в испытываемой зоне получаемое при испытаниях. Из-за сложности реализации больших усилий при симметричном способе нагружения используют несимметричный способ по схеме (рис. 1).

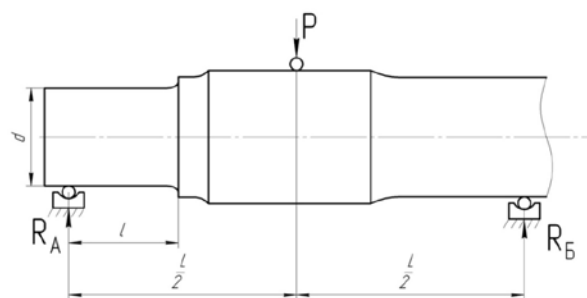


Рис. 1. Схема нагружения оси.

Половину оси устанавливают на оснастку в виде роликовой опоры, а нагрузку прикладывают посередине подступичной части и расстояния между опорами. При такой схеме нагружения величина силы в тс, прикладываемой к оси, для испытания ее на соответствие предела выносливости величине σ , рассчитывается по формуле:

$$P = \frac{\pi d^3 \sigma k}{16gl} \cdot 10^{-3}, \text{ò ñ} \quad (1)$$

где d – диаметр оси в зоне шейки, мм; σ – напряжение в испытуемом сечении, при котором необходимо испытать ось, предполагаемый предел выносливости, МПа; k – коэффициент, учитывающий переход от предела выносливости при несимметричном способе нагружения с коэффициентом асимметрии r к пределу выносливости при симметричном нагружении; g – ускорение земного тяготения, м/с²; l – расстояние от точки опоры к буртику подступичной части, мм.

Коэффициент асимметрии цикла чаще всего $r=0,1$, поэтому при выборе нагрузки учитывают это применением в формуле (1) коэффициента k . Значение k учитывает влияние чувствительности материала к асимметрии цикла.

Признаком завершения испытания является совершение испытательной машиной 5-ти млн. циклов нагружения, при сохранении целостного состояния оси или ее разрушении.

Таким образом, с использованием специализированной оснастки и специальной методики выполнена серия экспериментальных исследований железнодорожных осей, что позволило удостовериться в соответствии их физико-механических свойств требованиям нормативной документации.

Проблемы технического диагностирования пассажирских вагонов.

Мямлин С.В., Пулария А.Л. (ДИИТ)

The features of the technical diagnostics in extending the life of passenger cars, as well as the most significant faults frames of cars and bogies, their causes.

Рассматриваются особенности проведения технического диагностирования при продлении срока службы пассажирских вагонов, а также наиболее значимые неисправности рам вагонов и тележек, причины их возникновения.

Техническое диагностирование пассажирских вагонов имеет ряд особенностей, выделяющих его из аналогичных работ по другим типам подвижного состава.

В первую очередь это то, что такие вагоны имеют большое количество специального оборудования, работа которого оказывает значительное воздействие на несущие конструкции вагонов и тележек (системы электрооборудования, кондиционирования и др.).

Во вторых устаревшие санитарно - технические системы с открытым выходом во внешнюю среду оказывают пагубное влияние на всё ближайшее подвагонное пространство, вызывая обширные коррозионные повреждения. Особенно значительным коррозионным повреждениям подвержены рамы вагона и тележек, а также пол в зоне расположения фановых труб у вагонов открытого типа постройки Калининского вагоностроительного завода. Это, в значительной мере, обусловлено низким качеством антикоррозионной обработки металла при постройке. Пассажирские вагоны постройки других вагоностроительных заводов имеют коррозионные повреждения намного меньшего объёма.

В третьих использование вагонов для перевозки пассажиров и их движение с высокими скоростями накладывает повышенный уровень ответственности при проведении технического диагностирования. Выполнение данных работ требует использования специалистов высокой квалификации, а также применения специального оборудования (качественного освещения, средств неразрушающего контроля и т.д.).

При проведении работ по техническому диагностированию подвижного состава железных дорог в первую очередь необходимо учитывать повреждения несущих конструкций рам и кузовов вагонов, а также рам тележек.

Наиболее характерными неисправностями несущих конструкций пассажирских вагонов являются коррозионные повреждения, трещины, изломы, деформации, повреждения нанесенные при выполнении ремонтных работ.

Следует учитывать, что часто повреждения возникают в комплексе или одни повреждения влекут за собой появления других. Так коррозионные повреждения приводят к ослаблению конструкции и, как следствие, возникновению деформаций и трещин. К трещинам также приводят значительные деформации и искусственные повреждения рам вагонов при некачественном выполнении разделочных и сварочных работ при ремонте. Особую опасность представляют повреждения хребтовой и шкворневых балок вагона, рам тележек.

Взаимодействие повреждённых частей несущих конструкций необходимо рассматривать для всего вагона в целом. Например, обрывы стоек или обвязки кузова вагона создают перераспределение нагрузок на раму и, при

наличии повреждений на поверхности её элементов, могут вызвать появление трещин и изломов.

Учитывая результаты технического диагностирования, условия эксплуатации вагонов, сроки и виды ранее проведенных ремонтов, результаты ресурсных испытаний и расчетов можно обосновать возможность и срок продления службы пассажирских вагонов.

Термонапряженное состояние анизотропных тел

Ищенко В.А. (ДНУЗТ)

Термонапряженное состояние тел является одной из важных и сложных задач теории упругости, которые в большинстве своём решаются численными методами. Сложность решения задач, в основном, обусловлена разнообразием граничных условий и физическими свойствами материалов. Использование аналитических методов всегда представляет научный интерес. В работе предложены методы расчета термонапряженного состояния тел из физически нелинейных материалов. В основе предложенного метода лежит теорема о взаимности работ (теорема Бетти-Максвелла-Майзеля), в соответствии с которой термонапряженное состояние тела, нагруженного в общем случае внешними и массовыми силами, определяется в зависимости от перемещений единично нагруженного тела. Такая зависимость получается из решения дифференциального уравнения равновесия, записанного в перемещениях. Это делает возможным аналитическое определение деформаций и напряжений в произвольной точке тела.

Приведены результаты решения задачи расчета температурных напряжений в железнодорожных колесах и дисках (изотропный материал) при экстренном и длительном торможении. При решении температурной задачи учитывались изменения граничных условий в зависимости от координат точек поверхности колеса и диска. Это позволило учесть нагрев колеса при взаимодействии с тормозной колодкой и рельсом. Сделана попытка учесть скорость распространения тепла. С этой целью решалось гиперболическое уравнение теплопроводности. Результаты расчетов показали, что при экстренном торможении при скорости движения 90...100 км/ч на поверхности колеса или диска в течении 9-12 секунд достигается максимальная температура и возникают напряжения превышающие допустимые.. Разброс по времени достижения максимальной температуры обусловлен учетом скорости распространения тепла. Характер распространения тепла по толщине колеса и значения температур совпадают с экспериментальными данными полученными другими авторами.

Проведен комплекс расчетов на действие внутреннего давления и внешней нагрузки сверх крупногабаритной шины, конструкция которой представлена слоистой тороидальной неоднородной оболочкой и в составе которой имеются ортотропные и изотропные слои. Температурное поле шины обусловлено внутренними источниками тепла. Каждая точка шины при

качении испытывает циклические нагрузки, т.е. при входе в контакт с дорогой на неё действует как внутреннее давление, так и внешняя нагрузка, а вне контакта действует только внутреннее давление. Резина является физически нелинейным вязкоупругим материалом и при таком виде нагружения в материале шины происходит выделение тепла (гистерезисные потери), что приводит к её нагреванию, а при температурах выше 100-1100 °С эксплуатация шины недопустима. Количество выделяемого тепла зависит от скорости качения и определяется экспериментально, что позволяет рассчитать температурное поле шины. Расчетные и экспериментальные значения температур различаются в пределах 5-8%. Расчетная оценка термонапряженного состояния шины позволяет определить безопасный режим работы транспортных средств.

Наукове видання

ТЕЗИ

Міжнародної науково-технічної конференції
РОЗВИТОК НАУКОВОЇ ШКОЛИ
ТРАНСПОРТНОЇ МЕХАНІКИ

У авторській редакції
Відповідальний за випуск С.А.Костриця
Комп'ютерна верстка В.В.Карпенко

Формат 60x84 1/8. Ум. друк. арк. 8,37 Обл.-вид. арк. 8,41.
Тираж 70 пр. Зам. № 1473.

Видавництво дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна
Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності дк № 1315 від 31.03.2003
Адреса видавництва та дільниці оперативної поліграфії:
49010, Дніпропетровськ, вул. Лазаряна, 2