

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИЗВЕСТИЯ

ВОЛГОГРАДСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Серия

НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

Выпуск 5

№ 2(89)

Межвузовский сборник научных статей
Издается с января 2004 г.

2012



Волгоград
2012

Учредитель: ГОУ высшего профессионального образования
«Волгоградский государственный технический университет»

Сборник зарегистрирован в Управлении регистрации и лицензионной работы в сфере массовых коммуникаций Федеральной службы по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия ПИ № ФС77–25660 от 13 сентября 2006 г.

Главный редактор сборника «Известия ВолгГТУ»
академик *И. А. Новаков*

Редакционная коллегия серии:	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>А. А. Ревин</i> e-mail: revin@vstu.ru (научный редактор)
	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>Е. А. Федянов</i> e-mail: tig@vstu.ru (зам. научного редактора)
	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>А. В. Васильев</i>
	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>В. А. Гудков</i>
	д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Баумана <i>Н. А. Иващенко</i>
	д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет <i>А. М. Иванов</i>
	д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Баумана <i>Г. О. Котиев</i>
	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>М. В. Ляшенко</i>
	д-р техн. наук, проф. МАДИ – технический университет <i>А. Б. Миротин</i>
	канд. техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>А. В. Победин</i>
	д-р техн. наук, проф. ВолгГТУ <i>В. М. Труханов</i>
	д-р техн. наук, проф. МАМИ – технический университет <i>В. М. Шарипов</i> канд. техн. наук <i>Е. Ю. Липатов</i> (ответственный секретарь)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Известия Волгоградского государственного технического университета: межвуз. сб. науч. ст. № 2(89)/ ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – 99 с. – (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 5).
ISBN 978-5-9948-0913-6

В настоящем сборнике помещены статьи, в которых рассматриваются результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Ил.: 68. Табл.: 21. Библиогр.: 144 назв.

СОДЕРЖАНИЕ

Часть 1. КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

<i>Балакина Е. В.</i> Определение целесообразности учета углов дифферента кузова в задачах исследования устойчивости движения автомобиля.....	5
<i>Балакина Е. В., Зотов Н. М., Марухин Д. А.</i> О расположении зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью.....	9
<i>Болдов А. Н., Ларин Е. С.</i> Комплексная моделирующая установка для выявления временных характеристик водителя при экстренном торможении автомобиля с АБС.....	11
<i>Великанов А. В., Лиховидов Д. В., Иванищев П. И.</i> Математическая модель авиационного буксировочного комплекса.....	13
<i>Ганзин С. В., Шустов А. В., Нгуен Дык Хьем</i> Характеристика ровности дорожного покрытия на основных магистралях города Волгограда.....	16
<i>Железнов Е. И., Железнов Р. Е.</i> Исследование влияния параметров сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда.....	21
<i>Иванцов В. Д., Скабелин В. В., Иванцов А. В., Иванцов С. В.</i> Аналитическое описание переходных процессов движения трактора на транспорте.....	24
<i>Иванцов В. Д., Шевчук В. П., Иванцов А. В., Иванцов С. В.</i> Динамика рабочего движения гусеничного трактора на вспашке.....	29
<i>Дыгало В. Г.</i> Разработка устройства имитации сигналов колесных датчиков системы активной безопасности.....	32
<i>Дыгало В. Г., Ревин А. А.</i> Виртуально-физическая технология моделирования в v-цикле при проектировании систем активной безопасности.....	35
<i>Рябов И. М., Чернышов К. В., Голубев Д. А., Талызов А. М.</i> Математическое моделирование процесса трогания автомобиля с места при наличии дополнительной упругодемпфирующей связи в трансмиссии.....	38
<i>Ходес И. В., Никитин А. С.</i> Влияние координаты центра массы на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля.....	41
<i>Чернышов К. В., Рябов И. М., Ковалёв А. М., Расулов Т. М.</i> Теоретическое исследование виброзащитных свойств одноопорной колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем.....	44
<i>Шеховцов В. В., Соколов-Добрев Н. С., Иванов И. А., Калмыков А. В.</i> Исследование динамической нагруженности участков силовой передачи трактора четра 6С-315.....	47
<i>Чернова Г. А., Майков Д. А., Попов А. В.</i> Оценка прочности карданной передачи автобуса «Волжанин».....	51

Часть 2. ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

<i>Давиденко А. С. *, Ширяев С. А., Гудков В. А., Раюшкина А. А., Устинова О. В.</i> Соответствие типа и количества автобусов пассажиропотоку на основных маршрутах г. Волгограда.....	56
<i>Гудков В. А., Тарантул А. Б.</i> О целесообразности проведения комплексного обследования пассажиропотоков в г. Волгограде.....	58

<i>Жирков Р. А., Кубдашева Н. К.</i> Склонность к риску водителей.....	62
<i>Казьмина Е. В., Железнов Е. И.</i> Влияние стажа и возраста водителя на безопасное управление автомобилем.....	64
<i>Клепик Н. К., Лемешкин А. В.</i> Математическое описание процесса статического сжатия лонжерона кусочно-линейной зависимостью.....	67
<i>Клепик Н. К., Полуэктов М. В., Шарый П. М.</i> Применение корреляционно-регрессионного анализа для оценки мощности предприятий автосервиса.....	71
<i>Козырь Ф. С.</i> Повышение безопасности дорожного движения на пешеходном переходе.....	74
<i>Комаров Ю. Я., Зотов Н. М., Ву Тхи Ван Ань</i> Проблема обеспечения безопасности дорожного движения в городе Ханое.....	76
<i>Подина К. В., Микулич Е. М., Волчков В. М., Зотов Н. М., Комаров Д. Ю.</i> Применение компьютерного моделирования при реконструкции ДТП.....	80
<i>Тахтамышев Х. М., Езаов М. И.</i> Методика формирования запасов промежуточного склада автотранспортных предприятий.....	82
<i>Ширяев С. А.</i> Основные направления развития пассажирского транспорта региона эксплуатация транспортных средств.....	84
 Часть 3. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	
<i>Радченко М. Г., Полуэктов М. В.</i> Анализ условий работы тормозных цилиндров и параметров их испытаний.....	88
<i>Ревин А. А., Жуков И. С., Шкарупелов В. С.</i> Методология контроля технического состояния тормозной системы автомобиля С АБС в процессе эксплуатации.....	90
<i>Савельев В. В.</i> Определение закономерностей изнашивания блоков цилиндров двигателей ВАЗ-2111.....	94

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ

УДК 629.113

Е. В. Балакина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ УЧЕТА УГЛОВ ДИФФЕРЕНТА КУЗОВА В ЗАДАЧАХ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: balakina@vstu.ru)

В статье приведены результаты экспериментально-теоретических исследований параметров движения легкового автомобиля, которые позволяют сделать вывод, что при рассмотрении задач устойчивости движения автомобиля углы дифферента кузова допустимо не учитывать.

Ключевые слова: устойчивость движения автомобилей, дифферент кузова.

In clause results of experimental and theoretical researches of influence of corners of a longitudinal inclination of a body on stability of movement of the car are resulted.

Keywords: stability of movement of cars, a trim of a body.

Учет углов дифферента (тангажа) кузова в математических моделях устойчивости движения автомобилей существенно усложняет модели.

С одной стороны, если задачи плавности хода не рассматриваются, видится, что можно не вычислять перемещений кузова, а ограничиться только учетом перераспределения нагрузок на пятна контакта колес с опорной поверхностью, вызванного дифферентом кузова.

С другой стороны, если углы дифферента кузова существенны, то они могут приводить к изменению продольного и вертикального положения центра масс автомобиля, которое изменяет продольное перераспределение вертикальных нагрузок на колеса при действии продольных сил, что определяет условия сцепления в пятнах контакта колес с дорогой.

На рис. 1 показана схема изменения положения центра масс при наличии углов тангажа (дифферента) кузова.

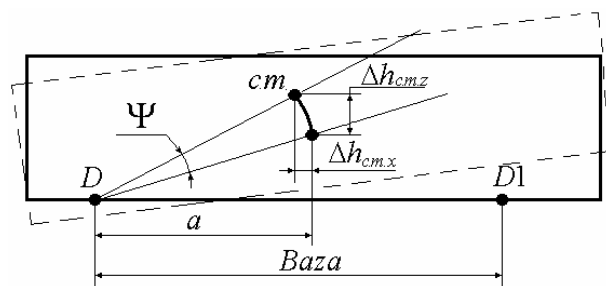


Рис. 1. Схема изменения положения центра масс при наличии углов тангажа (дифферента) кузова

В связи со сказанным выше, необходимо оценить величины перемещений центра масс кузова при его дифференте в наиболее экстремальных режимах – торможении при максимально допустимых по условиям сцепления боковых силах, а также оценить влияние этих перемещений на перераспределение нагрузок на колеса и сделать вывод, целесообразно ли усложнять и так сложную задачу устойчивости движения автомобиля учетом дифферента кузова.

Динамика дифферента, как известно, определяется соответствующим моментом инерции кузова и динамикой изменений сил, действующих на кузов со стороны колеса. Последние определяются приведенными ниже соотношениями.

Пусть сила инерции при торможении

$$P_{in} = g(2 \cdot m_1 \cdot \varphi_{x \max} + 2 \cdot m_{11} \cdot \varphi_{x \max}),$$

где m_1 – масса, приходящаяся на одно колесо передней оси; m_{11} – масса, приходящаяся на одно колесо задней оси; $\varphi_{x \max}$ – коэффициент сцепления на сухом асфальтобетоне (пусть 0,8).

Увеличение нагрузки на одно колесо передней оси при торможении

$$dR_{az} = \frac{(m_1 + m_{11})gb + 0,5P_{in} \cdot h_{c.m.}}{2b} - \frac{(m_1 + m_{11})g}{2},$$

где

$$b = Baza - a.$$

Уменьшение нагрузки на одно колесо задней оси при торможении

$$dR_{az1} = \frac{(m_1 + m_{11})g}{2} - \frac{(m_1 + m_{11})ga - 0,5P_{in} \cdot h_{c.m.}}{2a}.$$

В приведенных выражениях присутствует значение высоты центра масс $h_{c.m.}$. Для расчета величин перемещений этой точки требуется много сведений, которые не только часто отсутствуют, но и трудно определимы. Поэтому в данной работе, на базе результатов специально проводимых экспериментов с использованием легкового автомобиля, были сделаны оценки смещения центра масс в разных направлениях (по осям: X , Y , Z) при движении автомобиля в режиме торможения: на повороте с однородной поверхностью и при прямолинейном движении на поверхности

типа «микст». Эксперименты проводились на автополигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» с использованием аппаратуры фирмы CORRSYS DATRON. По результатам измерений угловых скоростей датчиками D и DI , схема расположения которых на автомобиле показана на рис. 1 (над передней и задней осями автомобиля), путем интегрирования их показаний, определены в каждый момент времени углы ψ на рис. 1.

На рис. 2...5 показаны графики, на которых для двух экстремальных режимов торможения рассматриваемого объекта изображены экспериментальные кривые угловых скоростей изменения тангажа (дифферента) кузова, которые затем проинтегрированы для получения соответствующих углов тангажа.

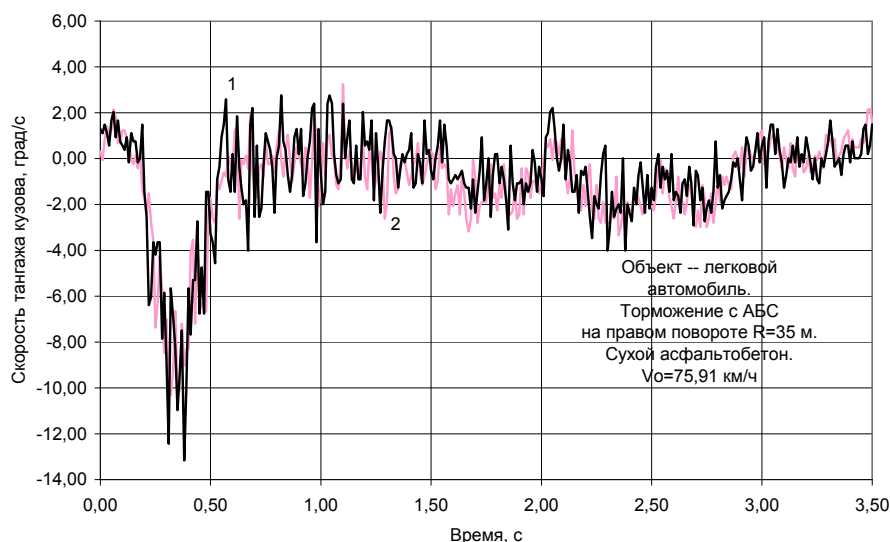


Рис. 2. Изменение скорости тангажа (дифферента) кузова при торможении в повороте в зависимости от времени:
1 — показания заднего датчика; 2 — показания переднего датчика

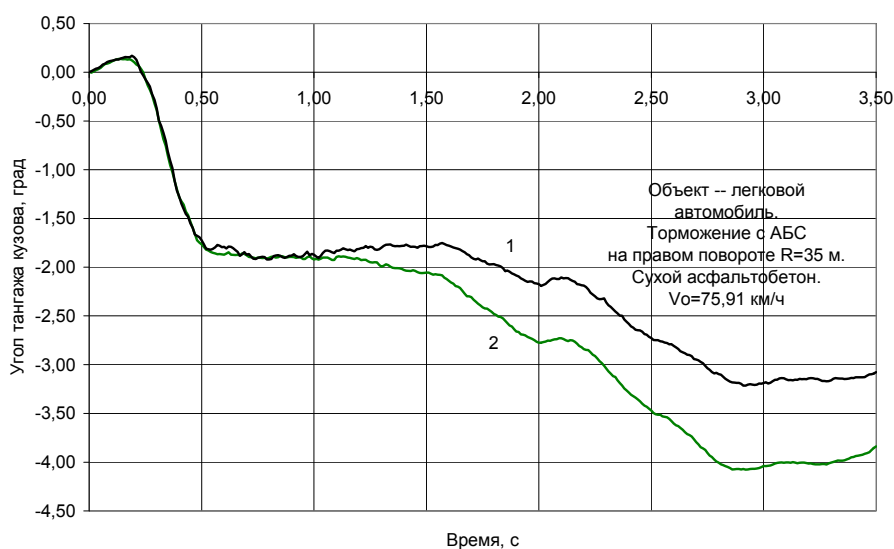


Рис. 3. Изменение угла тангажа (дифферента) кузова при торможении в повороте в зависимости от времени:
1 — показания заднего датчика; 2 — показания переднего датчика

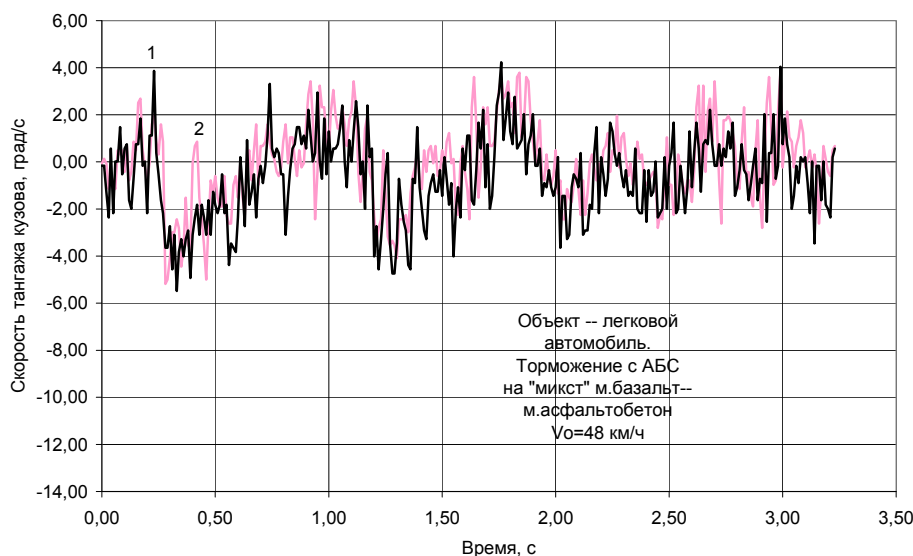


Рис. 4. Изменение скорости тангажа (дифферента) кузова при торможении на переходном покрытии типа мокрый базальт – мокрый асфальтобетон в зависимости от времени:
1 – показания заднего датчика; 2 – показания переднего датчика

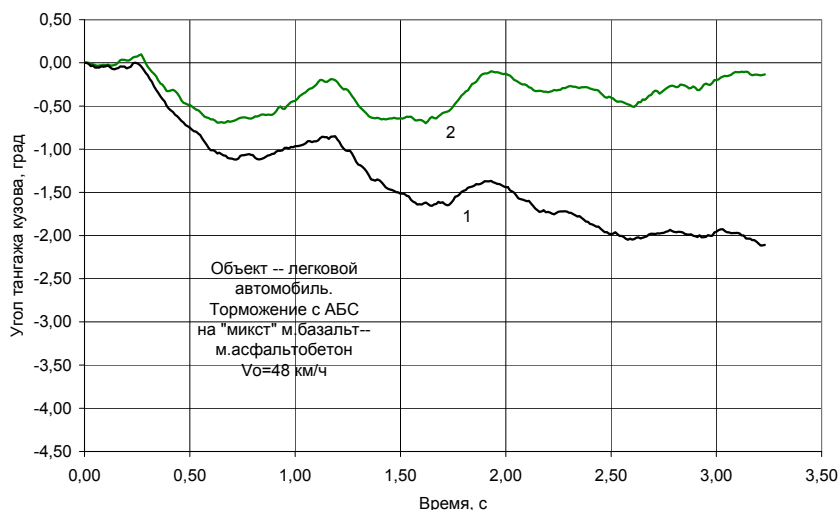


Рис. 5. Изменение угла тангажа (дифферента) кузова при торможении на переходном покрытии в зависимости от времени:
1 – показания заднего датчика; 2 – показания переднего датчика

Из графиков видно, что максимальный угол тангажа (дифферента) кузова составляет 4° (по показаниям переднего датчика) при торможении в повороте. Угол тангажа наклон колес не влияет, а смещение центра масс составит:

$$\Delta h_{c.mx} = a \cdot \psi \sin \psi = 1,05 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{180} \sin(4^\circ) = 0,005 \text{ м} = 0,5 \text{ см};$$

$$\Delta h_{c.mz} = a \cdot \psi \cos \psi = 1,05 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{180} \cos(4^\circ) = 0,07 \text{ м} = 7 \text{ см}.$$

Таким образом, максимальное смещение центра масс рассматриваемого автомобиля при дифференте кузова в рассматриваемых режимах движения составляет:

- вертикальное перемещение вверх – 7 см или 13 % от начальной высоты центра масс;
- продольное перемещение в сторону передней части автомобиля – 0,5 см. При этом расстояние a уменьшается на 0,5 %, а расстояние $(Baza - a)$ увеличивается на 0,3 %.

Проанализируем влияние изменения высоты центра масс на продольное перераспределение вертикальных нагрузок при торможении.

У рассматриваемого объекта:

$$m_1 = 400 \text{ кг}; \quad m_{11} = 300 \text{ кг}; \quad Baza = 2,625 \text{ м}; \\ a = 1,05 \text{ м}.$$

На рис. 6 показано изменение нормальных реакций опорной поверхности при торможении

рассматриваемого двухосного легкового автомобиля на сухом асфальтобетоне с максимальным коэффициентом сцепления. Здесь высота центра масс изменяется от значения у рассматриваемого объекта $h_{c.m} = 0,526$ м до значения, превышающего указанное на 13%.

Из рис. 6 можно сделать вывод, что 13 %-ное изменение высоты центра масс у объектов типа рассматриваемого несущественно влияет на изменение нормальных реакций опорной по-

верхности. Кроме того, 13 %-ное изменение высоты центра масс соответствует только периоду конца торможения. На рис. 7 показано изменение за время торможения отношения вертикального перемещения центра масс при тормозном клевке кузова к высоте центра масс в %. Среднее за время торможения отношение вертикального перемещения центра масс при тормозном клевке кузова к высоте центра масс составляет 7,8 %.

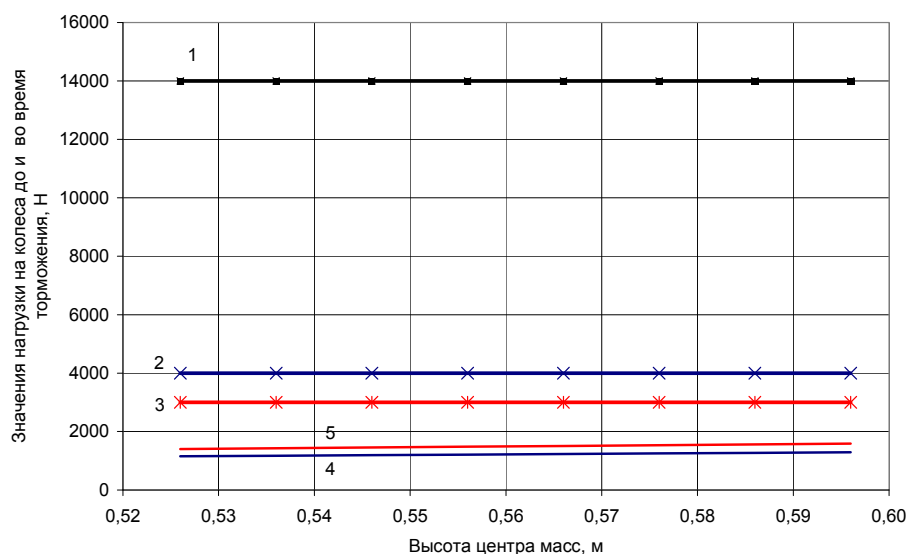


Рис. 6. Изменение нормальных реакций в пятнах контакта колес при торможении двухосного легкового автомобиля на сухом асфальтобетоне в зависимости от высоты центра масс: 1 – вес автомобиля, Н; 2 – статическая нагрузка на одно колесо передней оси, Н; 3 – статическая нагрузка на одно колесо задней оси, Н; 4 – увеличение нагрузки на одно колесо передней оси, Н; 5 – уменьшение нагрузки на одно колесо задней оси, Н

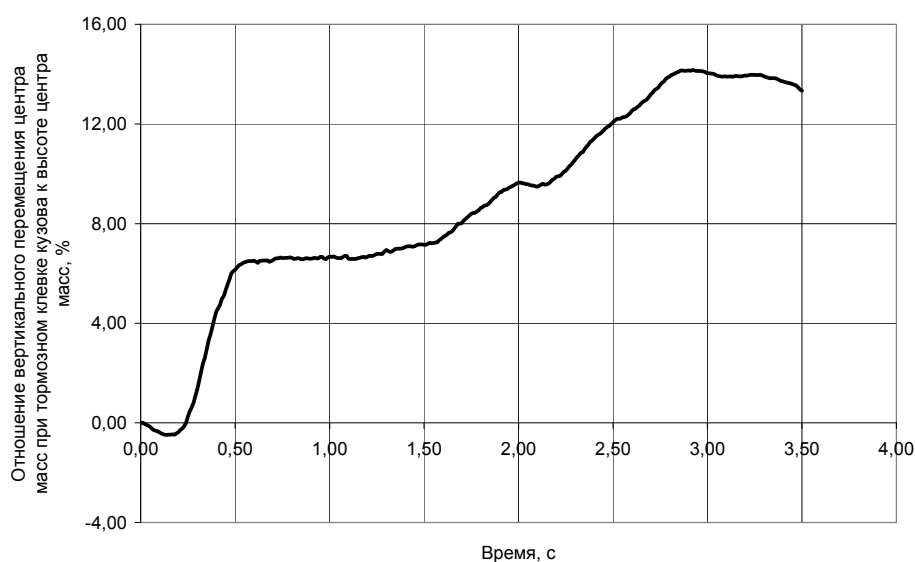


Рис. 7. Отношение вертикального перемещения центра масс при тормозном клевке кузова к высоте центра масс в зависимости от времени

Таким образом, при рассмотрении задач устойчивости движения автомобиля углы диф-

ферента (тангажа) кузова допустимо не учитывать.

Сказанное не относится к задачам оценки плавности хода и управляемости автомобилей, где рассмотрение линейных и угловых перемещений кузова является обязательным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Балакина, Е. В. Влияние гистерезисных потерь в эластичном колесе на результаты математического моделирования параметров его движения при торможении / Е. В. Балакина, В. М. Зотов, Н. М. Зотов [и др.] // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 20–23. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
2. Балакина, Е. В. Моделирование боковых реакций при расчете параметров движения автомобильного колеса / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, Ю. Н. Козлов [и др.] // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – № 8. – С. 18–21. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 2).
3. Балакина, Е. В. Определение целесообразности углов крена кузова в задачах исследования устойчивости движения автомобиля // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – № 12(85). – С. 10–13. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).
4. Балакина, Е. В. Устойчивость движения колесных машин / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2011. – 464 с.
5. Козлов, Ю. Н. Исследование изменения углов установки колес передней и задней оси легкового автомобиля при вертикальном перемещении / Ю. Н. Козлов, Э. Н. Никольников, Е. В. Балакина // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 13–17. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
6. Санжапов, Р. Р. Влияние базы автомобиля на устойчивость движения и управляемость / Р. Р. Санжапов, Е. В. Балакина // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 86–89. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

УДК 629.113

Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, Д. А. Марухин

О РАСПОЛОЖЕНИИ ЗОН ТРЕНИЯ ПОКОЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: deept@front.ru)

В статье приведены результаты исследований расположения зон трения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Ключевые слова: управляемость автомобилей, шины, пятно контакта.

In clause results of researches of location of friction zone in wheel and road contact spot.

Keywords: handling, tyres, contact spot.

Известно, что в пятне контакта шины с опорной поверхностью есть зоны трения покоя и скольжения [1]. Их расположение в передней или задней частях пятна контакта относительно направления движения автомобиля определяет различные явления в пятне контакта. В частности, при отсутствии бокового скольжения колеса, зона трения скольжения воспринимает продольную нагрузку и реализует часть продольной реакции опорной поверхности, а зона трения покоя воспринимает продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию опорной поверхности. Это влияет как на увод эластичного колеса, так и на параметры колебаний управляемых колес.

В литературных источниках нет четких данных о расположении зон трения в пятне контакта шины с опорной поверхностью при различных условиях нагружения колеса. При этом знание о расположении зон трения позволит более точно рассчитывать моменты, поворачи-

вающие управляемые колеса вокруг осей поворотов. Это определяет параметры угловых колебаний управляемых колес и их шинную стабилизацию.

Принято считать за точку приложения нагрузки в пятне контакта его центр, как показано на рис. 1 (точка D).

На рисунке приняты следующие обозначения: НД – направление движения; $\gamma_{ш}$ – угол наклона оси шкворня в продольной вертикаль-

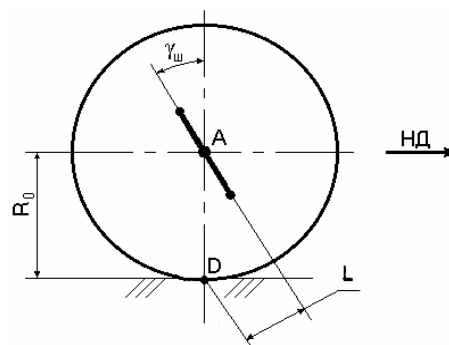


Рис. 1. Схематичное изображение управляемого колеса

ной плоскости; R_0 – динамический радиус колеса; L – плечо боковой силы.

Соответственно, расчеты моментов проводятся с использованием значения плеча L . Но данное допущение неточно и, как было описано выше, только зона трения покоя воспринимает продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию опорной поверхности. Поскольку пятно контакта может быть довольно большим, а нахождение точки, способной воспринимать нагрузку, неизвестно, то погрешность расчетов значительна. Зная расположение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, можно точно определить зону, воспринимающую нагрузку, тем самым снизить погрешность расчетов моментов, поворачивающих управляемые колеса вокруг осей поворота, которые влияют на колебания управляемых колес, определяющих устойчивость движения и управляемость автомобиля [2]. Таким образом, учет расположения зон трения покоя и скольжения в пятне контакта относительно направления движения повышает точность расчета параметров устойчивости и управляемости автомобиля.

На созданной на кафедре «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» ВолгГТУ экспериментальной установке для исследования явлений в пятне контакта шины с опорной поверхностью, в марте-апреле 2011г. проведены новые оригинальные эксперименты, которые позволили выявить расположение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта в тормозном имитируемом режиме движения колеса. Имитировалось комбинированное нагружение шины 3.50-5. Усилия контролировались образцовыми переносными динамометрами на сжатие типа ДОС ГОСТ 9500–75 системы Н. Г. Токаря: ДОС-0,1; ДОС-0,3 и ДОС-1. Перемещения контролировались индикаторами часового типа ИЧ-10 ГОСТ 577–68. Модель дороги выполнена из оптически прозрачного материала для возможности регистрации размеров и формы пятна контакта, а также момента начала скольжения в пятне контакта. Регистрация производилась с использованием цифрового фотоаппарата Panasonic FS11 с разрешением 14,1 megapixel и скоростью видеосъемки 24 кад/с.

На рис. 2 приведен вид пятна контакта в начальной стадии эксперимента. Имитировано радиальное нагружение шины усилием 950 Н (рекомендуемое по паспорту шины – 800 Н) при отсутствии продольной нагрузки, задаваем-

мой продольным перемещением опорной поверхности X относительно центра колеса. На рисунке видно пятно контакта с нанесенными на него светлыми полосами, позволяющими визуально оценить деформацию протектора в зоне контакта после приложения продольной силы. Части, оставшиеся неподвижными после приложения продольной нагрузки, будут указывать на присутствие скольжения участков пятна контакта. Напротив, деформированные части будут указывать на участки трения покоя в пятне контакта. После наблюдения за деформацией, происходящей в протекторе шины, можно будет сделать некоторые выводы о процессах, имеющих место в пятне контакта.

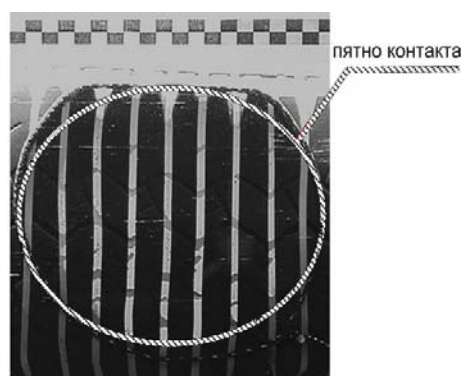


Рис. 2. Вид на пятно контакта ($R_z = 950$ Н, $X = 0$)

На рис. 3 показано пятно контакта после некоторого перемещения опорной поверхности ($X = 5,3$ мм), что имитирует продольное нагружение шины при торможении силой R_x . Опорная поверхность перемещается параллельно продольной оси колеса, деформируя шину, при этом пятно контакта перемещается вместе с опорной поверхностью. В пятне контакта шины с опорной поверхностью происходит проскальзывание элементов пятна контакта, но в целом

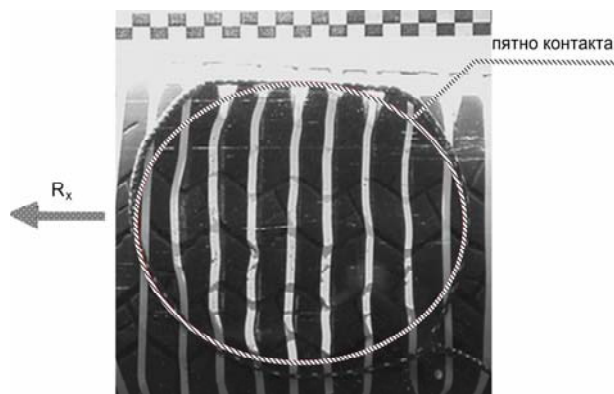


Рис. 3. Нагруженное пятно контакта ($R_z = 950$ Н, $X = 5,3$ мм)

сцепление с поверхностью сохраняется, элементы пятна контакта деформируются. На рисунке можно отметить деформацию полос, показывающих соответственно деформацию протектора. Наибольшие деформации происходят в левой части рисунка, что соответствовало бы задней части пятна контакта при условии движения самой шины в режиме торможения.

На рис. 4 показано пятно контакта после его «срыва» (полного проскальзывания), при достижении X порядка 8,3 мм. На данном, завершающем этапе эксперимента, произошло полное проскальзывание колеса, что означает поте-

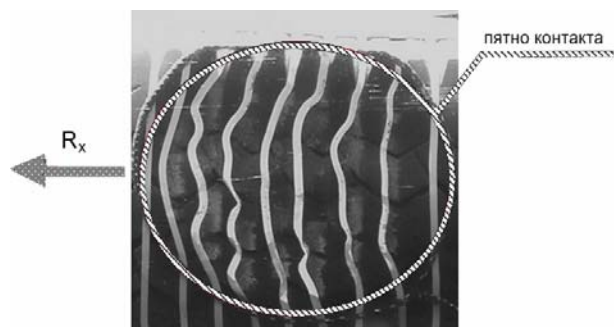


Рис. 4. Пятно контакта после «срыва» ($R_x = 950$ Н, $X = 6,1$ мм)

рю сцепления, поэтому дальнейшее нагружение не имело смысла. В реальных условиях это соответствует скольжению с полной блокировкой колеса.

В ходе эксперимента были сделаны некоторые выводы о расположении зон трения в пятне контакта шины с опорной поверхностью. Проследив последовательную деформацию полос, нанесенных на поверхность пятна контакта, установили, что наибольшие деформации произошли в левой части пятна контакта испытуемой шины, что соответствует в реальности задней части пятна контакта относительно направления движения шины в тормозном режиме. Таким образом, работа сил трения в задней части пятна контакта при торможении колеса больше (чем в передней части), т. е. преобладает трение покоя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Работа автомобильной шины / Под ред. В. И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 283 с.
2. Балакина, Е. В. Система колесо – подвеска и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения: монография / Е. В. Балакина, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – 306 с.

УДК 629.113

А. Н. Болдов, Е. С. Ларин

КОМПЛЕКСНАЯ МОДЕЛИРУЮЩАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ВРЕМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДИТЕЛЯ ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: boldov_an@mail.ru)

В статье рассмотрены методика и средства лабораторных испытаний автомобилей с АБС для выявления временных характеристик различных типов водителей при экстренном торможении на поверхности с неравномерным коэффициентом сцепления.

Ключевые слова: водитель, время реакции, АБС, торможение, моделирование.

The article is devoted to methods and means of laboratory testing of the automobiles with ABS aimed at exploring temporary characteristics of different types of drivers at the time of emergency braking on the surface with irregular adhesion factor.

Keywords: driver, reaction time, ABS, braking, modeling.

В связи с непрерывным увеличением мирового автомобильного парка вырастает и количество дорожно-транспортных происшествий. По данным ГИБДД МВД России за 2010 год в Российской Федерации произошло 199 431 дорожно-транспортное происшествие, в результате которых погибли 26 567 человек, а 250 635 человек получили ранения. Ежегодно до 85 % случаев ДТП происходит по вине водителей. При наличии на автомобиле АБС появляется

возможность корректировки водителем траектории движения при экстренном торможении. Таким образом, возникла необходимость исследования времени реакции водителя при коррекции траектории как фактора, определяющего дальнейшее движение автомобиля.

Данные исследования целесообразно вести в лабораторных условиях с применением виртуально-физических технологий, поскольку они обеспечивают максимальную воспроизводи-

мость условий эксперимента [2]. Для этого в ВолгГТУ была создана комплексная моделирующая установка на базе автомобиля ВАЗ-2106 (рис. 1), которая позволяет выявить временные характеристики различных типов водителей при реакции на асимметричные возмущения со стороны дороги на передние управляемые колеса при экстренном торможении.

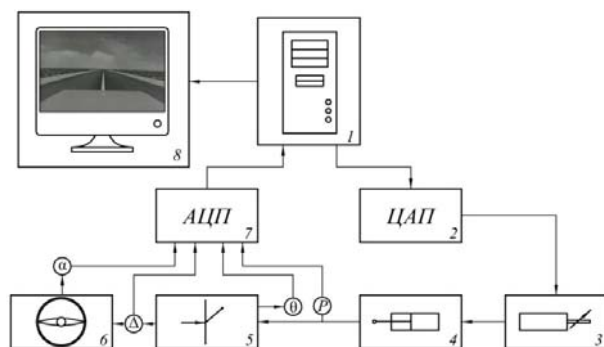


Рис. 1. Принципиальная схема моделирующей установки: 1 – вычислительный комплекс; 2 – цифро-аналоговый преобразователь; 3 – электрогидравлический преобразователь; 4 – исполнительное устройство; 5 – рулевой привод с поворотным кулаком макета управляемого колеса; 6 – рулевое колесо; 7 – аналогово-цифровой преобразователь; 8 – устройство визуализации

В соответствии с задачами экспериментального исследования установка должна обеспечивать возможность моделирования действующего на управляемых колесах поворачивающего момента и возникающего при этом самоповорота управляемых колес в режиме экстренного торможения автомобиля с АБС, а также изменять в широких пределах параметры рулевого управления автомобиля.

На данной установке действующий при торможении поворачивающий момент реализуется с помощью вычислительного устройства 1, цифро-аналогового преобразователя 2, электрогидравлического преобразователя аналогового сигнала управляющего параметра 3 и исполнительного устройства 4, которое воздействует на имитатор управляемых колес 5.

Исполнительное устройство представляет собой управляемую гидравлическую систему, состоящую из силового двухстороннего гидроцилиндра с управлением от дросселирующего гидрораспределителя типа 12Г68-12, подводных и отводных трубопроводов, насосной установки Г48-12 и датчиков давления П-100 Т (погрешностью 10 Па).

С помощью золотника 12Г68-12, рабочая жидкость из гидравлического бака под давлением, создаваемым насосной установкой, через подводимые трубки подается в переднюю или заднюю полость силового гидроцилиндра. Соединенный с поворотным кулаком экспериментальной установки шток гидроцилиндра, перемещаясь вперед или назад, воздействует на управляемые колеса, согласно воспроизводимому закону изменения поворачивающего момента.

Возникающие отклонения имитатора управляемых колес и поворот рулевого колеса регистрируется потенциометрическими датчиками с сопротивлением $R = 30 \text{ кОм} \pm 0,5 \%$, линейность III кл., ТУ 9А4685004-3.

Для определения величины поворачивающего момента создаваемого штоком силового гидроцилиндра используется измерительный стакан с наклеенными по мостовой схеме тензометрическими фольговыми датчиками 2ФКПА-5-200 В сопротивлением $\approx 179 \text{ Ом}$ и усилитель напряжения для тензомоста LP-04 фирмы L-Card [1].

Измерение момента на рулевом колесе осуществляется при помощи динамометрического руля (рис. 2, а, б). Основание 3 и обод рулевого колеса 1 соединены металлическим уголком 2 при помощи крепежных болтов. На металлическом уголке 2 в местах наибольшего изгиба при действии момента 4 по мостовой схеме наклеены фольговые тензодатчики типа 2ФКПА-5-100-Б с сопротивлением 95,00–95,19 Ом.

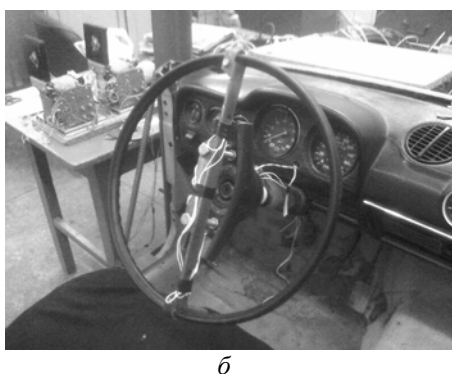
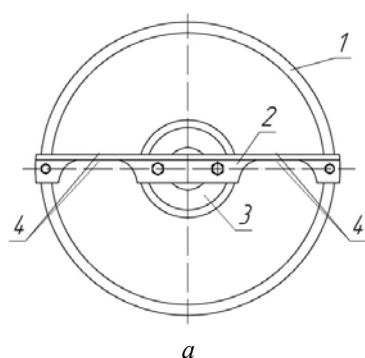


Рис. 2. Расположение датчиков на экспериментальной установке: а – схема динамометрического руля для измерения момента на рулевом колесе: 1 – обод рулевого колеса, 2 – уголок, 3 – основание рулевого колеса, 4 – места для наклеивки тензодатчиков; б – общий вид динамометрического руля

Сигнал с датчиков через АЦП (устройство сопряжения сигналов типа *L-Card L154*) поступает на вычислительное устройство, где происходит визуальная регистрация сигнала на экране и запись его на жесткий диск компьютера.

Плата *L-154* предназначена для преобразования аналоговых сигналов в цифровую форму для персональной ЭВМ, а также для ввода/вывода цифровых ТТЛ линий и управления одним выходным аналоговым каналом (цифро-аналоговый преобразователь). На плате имеется один АЦП, на вход которого при помощи коммутатора может быть подан один из 16 (32) аналоговых каналов с внешнего разъема платы, а также один ЦАП, который выдает постоянное напряжение в соответствии с записанным в него цифровым кодом. Схема измерения момента на рулевом колесе приведена на рис. 3.

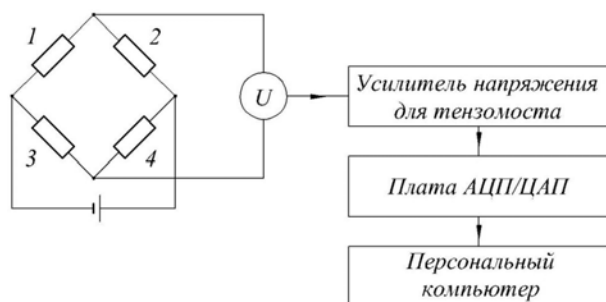


Рис. 3. Схема измерения момента на рулевом колесе

Для получения «чистого» сигнала на выходе следует использовать различные способы обеспечения помехозащищенности, такие как гальваническая развязка, согласование кабеля, заземление, уменьшение входного импеданса прибора и экранирование.

Установка обеспечивает возможность моделирования действующего на управляемые колеса поворачивающего момента и визуализации отклонения автомобиля, что позволяет путем обработки статистических данных о реакции во-

дителя на типовые возмущения выявить характеристики для различных типов водителей: обладающих разным стажем вождения, разного возраста, разного пола, в различных эмоциональных состояниях, в состоянии усталости.

Временные характеристики водителей планируется выявить на основе анализа измерения трех параметров: поворачивающего момента на колесе автомобиля, угла поворота рулевого колеса и момента на рулевом колесе.

Время, характеризующее период времени с того момента, как рулевое колесо начало отклоняться, до того момента, когда водитель стал прикладывать момент на рулевом колесе, представляет латентный период времени реакции водителя. А время характеризующее период времени с того момента, когда водитель начал создавать момент на рулевом колесе, до того момента, когда момент на рулевом колесе установился, т. е. принял постоянное значение, представляет моторный компонент времени реакции водителя.

Используя полученные данные, можно рассчитать для различных структур АБС предельные временные характеристики с учетом среднестатистического водителя. Полученные предельные значения позволят выработать рекомендации производителям по выбору структуры АБС для различных автомобилей, а также и рекомендации по изменению норм тормозной эффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Комплексная методика исследования влияния зазоров рулевого управления на рулевую самоповорачиваемость затормаживаемого автомобиля с АБС в лабораторных условиях / А. А. Ревин, Е. В. Балакина, В. В. Баев // Известия вузов. – М.: Машиностроение. – 2005. – № 1. – С. 38–46.
2. Ревин, А. А. Комплексная технология моделирования тормозной динамики автомобиля: монография / А. А. Ревин. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2000. – 92 с.

УДК 629.3

А. В. Великанов, Д. В. Лиховидов, П. И. Иванищев

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АВИАЦИОННОГО БУКСИРОВОЧНОГО КОМПЛЕКСА

Военный авиационный инженерный университет (г. Воронеж)

(e-mail: Likhvid2008@rambler.ru)

В статье рассмотрены основные динамические процессы, протекающие при взаимодействии аэродромного тягача – буксировщика оборудованного автоматическим увеличителем сцепного веса и летательного аппарата.

Ключевые слова: математическая модель, аэродромный тягач, сцепной вес, летательный аппарат.

In clause the basic dynamic processes proceeding at interaction of the air field tractor - a tower of the coupling weight equipped by an automatic enlarger and the flying device are considered.

Keywords: mathematical model, the air field tractor, coupling weight, the flying device.

Применение авиационной наземной техники непосредственно связано с обеспечением безопасности и регулярности полетов летательных аппаратов. Колесные тягачи при буксировке летательных аппаратов (ЛА), используют силу тяги, создаваемую колесными движителями, но при этом они обладают запасом не реализованной мощности из-за значительного уменьшения коэффициента сцепления в зависимости от погодных условий.

Для увеличения тягового усилия, развиваемого буксировщиком ЛА, используется загрузка дополнительного балласта на шасси тягача, что ведет к резкому увеличению эксплуатационных затрат. Данный метод не достаточно эффективен и не позволяет обеспечить экономически выгодное и надежное использование колесных тягачей для буксировки ЛА.

В связи с этим возможность применения тягово-сцепных догружающих устройств [1, 2, 3] является актуальной задачей, имеющей важное научное и практическое значение. Увеличение сцепного веса буксировщиков позволяет решить задачу повышения их тяговых качеств [4].

Одним из таких устройств является созданное на базе аэродромного тягача унифицированное буксировочное устройство (рис. 1), позволяющее автоматически изменять сцепной вес буксировщика за счет веса приходящегося на переднюю стойку ЛА в зависимости от силы сопротивления движению.

Данное устройство включает следующие основные элементы: тягач 1, буксируемый ЛА 4, водило 3, управляющий гидроцилиндр 5.

Управляющий гидроцилиндр 5 жестко закреплен с тягачом и имеет соединение с силовыми гидроцилиндрами 2, дающими нагрузку на буксировщик. Водило 3 в передней части заканчивается шаровой опорой, которая подвижно соединена с рамой тягача.

При возникновении нагрузки в процессе буксировки рабочая жидкость, находящаяся в штоковой полости управляющего гидроцилиндра 5, поступает в силовые гидроцилиндры 2 при помощи управляемого обратного клапана и создается усилие догрузки на буксировщик. Давление в силовых гидроцилиндрах прямо зависит от величины сопротивления движению летательного аппарата.

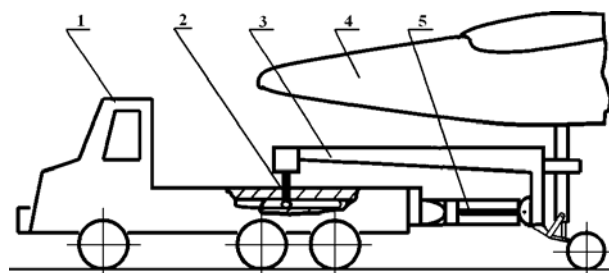


Рис. 1. Тягач с унифицированным автоматическим буксировочным устройством

Применение унифицированного автоматического буксировочного устройства позволяет улучшить динамику разгона системы «буксировщик–летательный аппарат», обеспечивает догрузку добавочным сцепным весом буксировщика в зависимости от изменения сопротивления движению ЛА и повышает эффективность торможения.

Буксировочный комплекс, состоящий из аэродромного тягача – буксировщика ЛА и самого ЛА, оборудованный автоматическим увеличителем сцепного веса тягача, является сложной механической системой. Для проведения аналитических исследований необходимо создать двухмассовую математическую модель, которая верно отражает процесс взаимодействия каждого элемента структурной схемы и системы в целом (рис. 2).

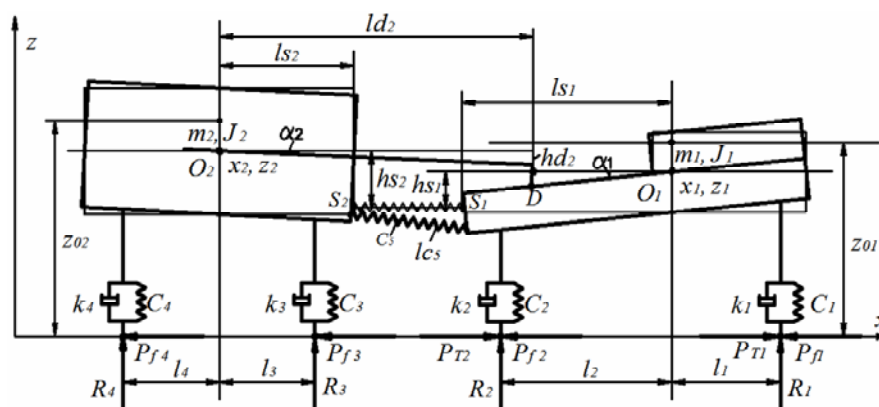


Рис. 2. Расчетная схема буксировочного комплекса

Для аналитического исследования эксплуатационных свойств буксировочного комплекса рассматривается его динамическая модель. С учетом продольной симметрии комплекса принимается плоская расчетная схема (рис. 2).

Центры масс тягача и прицепа обозначены соответственно как O_1 , O_2 . Оба объекта опираются на горизонтальное основание аэродрома через упругодиссипативные элементы C_i , k_i ($i = 1 \dots 4$), представляющие колеса тягача и летательного аппарата. Недеформированному состоянию упругих элементов C_i соответствуют высоты центров масс z_{01} , z_{02} и нулевые значения углов наклона рассматриваемых объектов ($\alpha_1 = \alpha_2 = 0$).

Положение тягача описывается координатами x_1 , z_1 его центра масс O_1 и углом наклона α_1 продольной оси к горизонту. Аналогично для летательного аппарата используются координаты x_2 , z_2 , α_2 . Шести названным координатам (x_1 , z_1 , α_1 , x_2 , z_2 , α_2) соответствует шесть степеней свободы, но наличие взаимосвязи между элементами буксировочного комплекса это число уменьшает.

Объекты комплекса взаимодействуют между собой через буксировочное и догружающее устройства. Буксирующая сцепка представлена на схеме упругим элементом C_5 , шарнирно соединенным с тягачем и буксиром (рис. 2). Сцепка не накладывает жестких геометрических ограничений на перемещения и поэтому число степеней свободы не снижает.

Догружающее устройство, жестко скрепленное с прицепом, рассматривается на схеме как часть летательного аппарата, оно контактирует с тягачом в точке D . Этот контакт в процессе буксировки не должен нарушаться, что определяет геометрические ограничения на взаимные перемещения тягача и прицепа. Таким образом, догружающее устройство уменьшает число степеней свободы системы с шести до пяти.

Из геометрических соображений вытекает равенство (рис. 3)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{z_1 - z_2 + L_{D2} \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha_{D2})}{x_1 - x_2 + L_{D2} \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_{D2})},$$

где $L_{D2} = \sqrt{l_{D2}^2 + h_{D2}^2}$.

Откуда с учетом малости углов α_1 и α_2 получается соотношение, позволяющее исключить α_2 из числа переменных

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_1 \cdot (x_1 - x_2 - l_{d2}) + z_2 - z_1 - h_{d2}}{\alpha_1 \cdot h_{d2} - l_{d2}}.$$

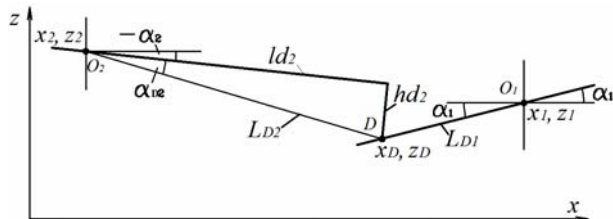


Рис. 3. Взаимосвязь между положением тягача и прицепа

Узел контакта догружающего устройства с тягачом (точка D) является совокупностью шарнира и ползуна, поэтому при отсутствии трения в этих элементах связь, образованную догружающим устройством, можно считать идеальной.

При пяти степенях свободы движение буксировочного агрегата описывается системой пяти дифференциальных уравнений. Для составления этой системы используются уравнения Лагранжа второго рода в виде

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j, \quad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция Рэля системы; Q_j – обобщенные силы; q_j – обобщенные координаты ($q_1 = x_1$; $q_2 = z_1$; $q_3 = \alpha_1$; $q_4 = x_2$; $q_5 = z_2$).

Кинетическая энергия

$$T = \frac{m_1}{2} \cdot (\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2) + \frac{m_2}{2} \cdot (\dot{x}_2^2 + \dot{z}_2^2) + \frac{J_1}{2} \cdot \dot{\alpha}_1^2 + \frac{J_2}{2} \cdot \dot{\alpha}_2^2,$$

где m_1 , m_2 – массы тягача и прицепа соответственно; J_1 , J_2 – моменты инерции тягача и прицепа соответственно.

Потенциальная энергия

$$\begin{aligned} \Pi = & m_1 \cdot g \cdot z_1 + m_2 \cdot g \cdot z_2 + \frac{c_1}{2} \cdot (z_{01} - z_1 - l_1 \cdot \alpha_1)^2 + \\ & + \frac{c_2}{2} \cdot (z_1 - z_{01} + l_2 \cdot \alpha_1)^2 + \frac{c_3}{2} \cdot (z_{02} - z_2 - l_3 \cdot \alpha_2)^2 + \\ & + \frac{c_4}{2} \cdot (z_{02} - z_2 + l_4 \cdot \alpha_2)^2 + \frac{c_5}{2} \cdot (l_{C5} - l_{OC5})^2, \end{aligned}$$

где l_{OC5} , l_{C5} – длина пружины C_5 в свободном и деформированном состояниях соответственно.

Длина деформированной пружины определяется соотношением

$$l_{C5} = \sqrt{(x_{S2} - x_{S1})^2 + (z_{S2} - z_{S1})^2},$$

где

$$x_{S1} = x_1 - L_{S1} \cdot \cos(\alpha_{S1} + \alpha_1);$$

$$x_{S2} = x_2 + L_{S2} \cdot \cos(\alpha_{S2} - \alpha_2);$$

$$z_{S1} = z_1 - L_{S1} \cdot \sin(\alpha_{S1} + \alpha_1);$$

$$z_{S2} = z_2 - L_{S2} \cdot \sin(\alpha_{S2} - \alpha_2);$$

$$L_{S1} = \sqrt{h_{S1}^2 + l_{S1}^2}; \quad L_{S2} = \sqrt{h_{S2}^2 + l_{S2}^2}.$$

Диссипативная функция имеет вид

$$\Phi = \frac{\dot{z}_1^2}{2} \cdot (k_1 + k_2) + \frac{\dot{z}_2^2}{2} \cdot (k_3 + k_4) + \frac{\dot{\alpha}_1^2}{2} \cdot (k_1 \cdot l_1^2 - k_2 \cdot l_2^2) + \frac{\dot{\alpha}_2^2}{2} \cdot (k_3 \cdot l_3^2 - k_4 \cdot l_4^2).$$

Обобщенные силы представлены силами тяги (торможения) мостов тягача P_{T_1} , P_{T_2} и силами сопротивления качению P_{f_1} , P_{f_2} , P_{f_3} , P_{f_4} (силы трения) тягача и прицепа. Эти силы совершают работу только на горизонтальных перемещениях, то есть при изменениях x_1 и x_2 .

На виртуальном перемещении δx_1 совершается работа

$$\delta A_{x_1} = \delta x_1 \cdot (P_{T_1} + P_{T_2} + P_{f_1} + P_{f_2})$$

или
$$\delta A_{x_1} = \delta x_1 \cdot (P_T + P_{f_1} + P_{f_2}),$$

где $P_T = P_{T_1} + P_{T_2}$ – суммарная тяговая (тормозная) сила всех мостов тягача;

$$P_{f_1} = [C_1 \cdot (z_{01} - z_1 - \alpha_1 \cdot l_1) - k_1 \cdot (\dot{z}_1 + \dot{\alpha}_1 \cdot l_1)] \cdot f_1;$$

$$P_{f_2} = [C_2 \cdot (z_{01} - z_1 + \alpha_1 \cdot l_2) - k_2 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{\alpha}_1 \cdot l_2)] \cdot f_2;$$

f_1, f_2 – коэффициенты сопротивления качению колес тягача.

Таким образом, координате x_1 соответствует обобщенная сила

$$Q_{x_1} = P_T + (z_{01} - z_1) \cdot (C_1 \cdot f_1 + C_2 \cdot f_2) - \alpha_1 \cdot (C_1 \cdot l_1 \cdot f_1 - C_2 \cdot l_2 \cdot f_2) - \dot{z}_1 \cdot (k_1 \cdot f_1 + k_2 \cdot f_2) - \dot{\alpha}_1 \cdot (k_1 \cdot l_1 \cdot f_1 - k_2 \cdot l_2 \cdot f_2).$$

На виртуальном перемещении δx_2 совершается работа

$$\delta A_{x_2} = \delta x_2 \cdot (P_{f_3} + P_{f_4}),$$

где

$$P_{f_3} = [C_3 \cdot (z_{02} - z_2 - \alpha_2 \cdot l_3) - k_3 \cdot (\dot{z}_2 + \dot{\alpha}_2 \cdot l_3)] \cdot f_3;$$

$$P_{f_4} = [C_4 \cdot (z_{02} - z_2 + \alpha_2 \cdot l_4) - k_4 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{\alpha}_2 \cdot l_4)] \cdot f_4;$$

f_3, f_4 – коэффициенты сопротивления качению колес летательного аппарата.

В результате, координате x_2 соответствует обобщенная сила

$$Q_{x_2} = (z_{02} - z_2) \cdot (C_3 \cdot f_3 + C_4 \cdot f_4) - \alpha_2 \cdot (C_3 \cdot l_3 \cdot f_3 - C_4 \cdot l_4 \cdot f_4) - \dot{z}_2 \cdot (k_3 \cdot f_3 + k_4 \cdot f_4) - \dot{\alpha}_2 \cdot (k_3 \cdot l_3 \cdot f_3 - k_4 \cdot l_4 \cdot f_4).$$

Остальные обобщенные силы равны нулю.

При разгоне P_T является силой тяги и имеет положительный знак. На начальной стадии разгона, когда изменение P_T обусловлено включением сцепления, сила считается линейной функцией времени. Период включения сцепления заканчивается, когда P_T соответствует максимальному крутящему моменту двигателя тягача.

После включения сцепления разгон продолжается при работе двигателя тягача на внешней скоростной характеристике. Тяга P_T рассматривается как линейная функция \dot{x}_1 . Разгон прекращается при условии $\ddot{x}_1 = 0$.

При торможении P_T – отрицательная постоянная величина.

Системы уравнений используется для аналитического исследования динамики разгона и торможения буксировочного комплекса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пат. 2139227 РФ; В64F1/22. Устройство для буксировки самолетов / Великанов А. В., Борисенков В. А.; опубл. 10.10.1999. – Бюл. № 28.
2. Пат. 2302980 РФ; В64F1/22. Автоматический увеличитель сцепного веса буксировщика воздушных судов / Великанов А. В., Нилов В. А.; опубл. 20.07.2007. – Бюл. № 20.
3. Пат. 2160690 РФ; В64F1/22 / Великанов А. В., Нилов В. А.; опубл. 20.12.2000. – Бюл. № 35.
4. Пат. 2335436 RU; В64F1/22 / Великанов А. В., Лиховидов Д. В.; опубл. 10.10.2008. – Бюл. № 28.

УДК 656.13.08.01

С. В. Ганзин, А. В. Шустов, Нгуен Дык Хьем

ХАРАКТЕРИСТИКА РОВНОСТИ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВНЫХ МАГИСТРАЛЯХ ГОРОДА ВОЛГОГРАДА

Волгоградский государственный технический университет
(e-mail: ganzin_fat@mail.ru, anton_shustov86@rambler.ru)

В настоящей статье представлены результаты исследования ровности дорожного покрытия на основных автомобильных магистралях города Волгограда.

Ключевые слова: исследование дорожного профиля, ровность дорожного покрытия, дорожная лаборатория.

In this article the results of research evenness of road surface on the major highways of the city of Volgograd.

Keywords: research on the road profile, the evenness of road surface, road laboratory.

При оценке качества дорожного покрытия одним из основных объективных показателей автомобильной дороги, определяющим эффективность перевозок автомобильным транспортом и безопасность дорожного движения, является ровность покрытия. Данный показатель может служить и критерием при выборе участков улично-дорожной сети нуждающихся в ремонте.

Кафедрой «Автомобильный транспорт» Волгоградского государственного технического университета в 2008 и 2010 гг. проводились исследования ровности дорожного покрытия по основным магистралям города Волгограда. Методика проведения сплошных замеров ровности проводилась в соответствии с ГОСТ 30412–96 с использованием динамометрического прицепа ПКРС-2У в составе передвижной дорожной лаборатории КП-514 МП. Измеряемая прицепом величина (показатель ровности) – интенсивность (уровень) вертикальных колебаний при-

цепного прибора относительно поддрессоренного кузова, выражаемая в виде суммарного сжатия подвески на 1 км дороги (см/км). Показатели ровности дорожного покрытия фиксировались каждые 50 м. Прицеп служит для ускоренной предварительной оценки ровности. В качестве основного оборудования для оценки ровности дорожного покрытия на выявленных участках с неудовлетворительной ровностью необходимо использовать 3-метровую рейку дорожную.

По данным [1] в 2008 году средние показатели ровности дорожного покрытия на основных магистралях, по которым проходят маршруты общественного транспорта, составили 426–580 см/км (табл. 1). Было выявлено, что в среднем 10,8 % протяженности маршрутов городского электротранспорта имеют ровность покрытия неудовлетворяющую требованиям ГОСТ Р 50597–93.

Таблица 1

Показатели ровности дорожного покрытия и доли маршрутов с неудовлетворительной ровностью покрытия маршрутов городского электротранспорта города Волгограда

Маршрут	Среднее значение ровности, см/км		Доля маршрута, имеющего недопустимые значения по ровности, %	
	2008	2010	2008	2010
№ 2	502	807	10,6	34,9
№ 8	426	840	6,3	39,5
№ 9	477	921	8,9	46,2
№ 15	580	915	17,4	43,3

Повторные исследования проводились в 2010 году по тем же маршрутам городского электротранспорта с целью выявления динамики изменения показателя ровности дорожного покрытия. Как показали проведенные исследования, средние показатели ровности покрытия улично-дорожной сети города сместились в сторону больших величин и составили от 807 до 921 см/км, а доля протяженности маршрутов, имеющих недопустимые значения по ровности покрытия, увеличилась с 10,8 % до 41 % в 2010 г.

Наихудшую среднюю ровность покрытия имеет маршрут № 9–921 см/км. При этом по указанному маршруту наблюдается наибольшая протяженность перегонов с показателями ровности покрытия, превышающими установленное ГОСТ Р 50597–93 значение 860 см/км для дорог группы Б, которая составила 46,2 % от всей длины маршрута. Были выявлены уча-

стки (табл. 2), где показатель ровности дорожного покрытия превышает максимально-допустимые 860 см/км.

Таблица 2

Показатели ровности дорожного покрытия на перегонах маршрута № 9 городского электротранспорта города Волгограда

Перегоны маршрута № 9	Ровность покрытия, см/км	
	2008 г.	2010 г.
Поворот на II пр.-Богунская	785,1	788
Богунская-Юность	612,4	1020
Юность-Хользунова	677,1	1174
Хользунова-Титова	585,7	1028
Титова-Ватутина	582,7	960
Ватутина-Тарифная	676,2	963
Тарифная-Горный пос.	386,7	595,5
Горный пос.-Старт	578	806

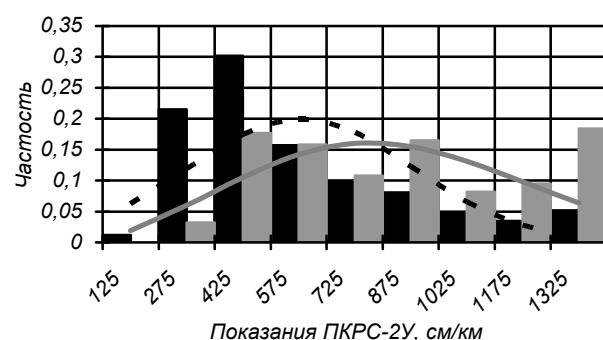
Окончание табл. 2

Перегоны маршрута № 9	Ровность покрытия, см/км	
	2008 г.	2010 г.
Старт-Рынок	613,3	1249
Рынок-ВГТЗ	388,5	688
ВГТЗ-Вечерний институт	755,3	1236
Вечерний институт-Начало дамбы	530,1	1165,8
Начало дамбы-Конец дамбы	404,1	808,7
Конец дамбы-Мясникова	375,2	945
Мясникова-Универсам	288,9	810

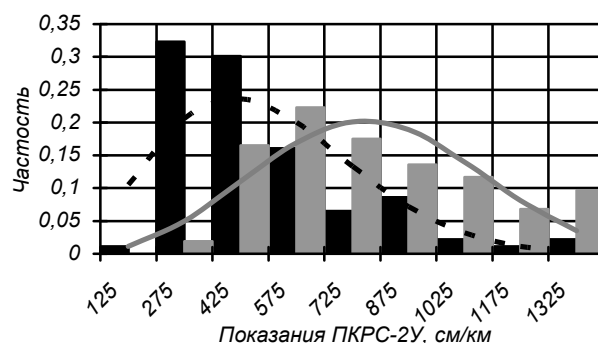
Аналогичный анализ был проведен по всем маршрутам. В основном показатель ровности

дорожного покрытия в 2010 году по сравнению с 2008 значительно вырос на всех перегонах маршрута, что привело к увеличению протяженности перегонов, требующих ремонта практически в 4 раза.

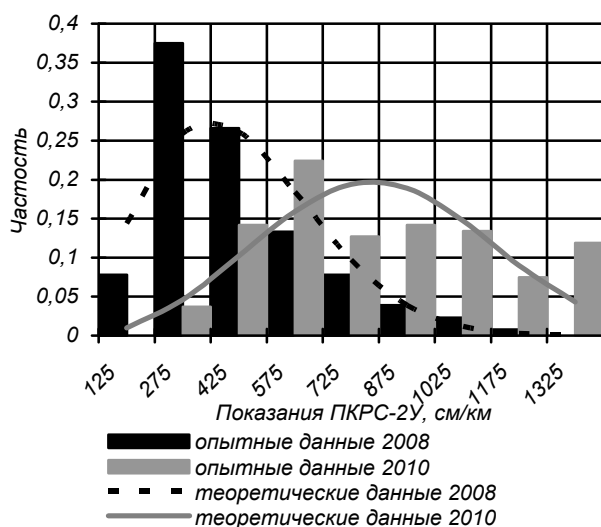
На рис. 1 показаны гистограммы распределения опытных вероятностей показателя ровности дорожного покрытия и сглаживающие их теоретические кривые распределения Вейбула, при этом показатели ровности, превышающие 1400 см/км, учтены в крайнем интервале 1250–1400 см/км. С доверительной вероятностью 95 % интервал теоретического математического ожидания показателя ровности дорожного покрытия в 2008 г. составил 451–536 см/км, в 2010 г. – 767–870 см/км.



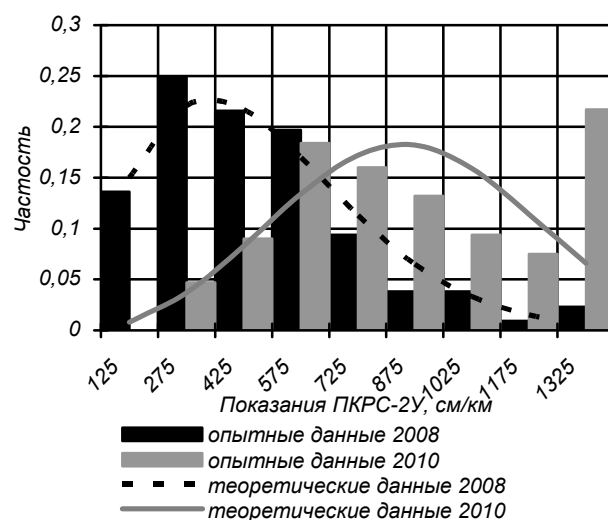
а



б



в



г

Рис. 1. Результаты статистической обработки показателей ровности дорожного покрытия улично-дорожной сети города Волгограда:

а – маршрут городского электротранспорта № 15; б – маршрут городского электротранспорта № 2;
в – маршрут городского электротранспорта № 8; г – маршрут городского электротранспорта № 9

Из приведенных интервалов математического ожидания видно, в течение 1,5 лет произошло смещение интервалов в сторону боль-

ших значений на 85 % нижней границы и 45 % верхней границы. В результате чего теоретическая кривая распределения плотности вероят-

ности показателя ровности дорожного покрытия, показанная на графиках рис. 1 переместилась сторону больших численных значений показателя ровности.

По результатам проведенного статистического и сравнительного анализов можно констатировать, что на улицах, по которым проходят маршруты городского электротранспорта, в процессе эксплуатации под влиянием транспортного потока и природно-климатических факторов произошло ухудшение основного технико-эксплуатационного показателя дорожного покрытия – ровности.

Исследования ровности дорожного покрытия в 2010 г. также проводились на 3-й продольной магистрали, которая является по СНиП 2.07.01–89 магистральной дорогой скоростного движения и относится по ГОСТ Р 50597–93 к группе А. Для дорог данной группы установлено предельное значение показателя ровности дорожного покрытия 660 см/км. Математические ожидания опытных данных показателей ровности по полосам участка дороги приведены в табл. 3. Как видим, даже средние показатели ровности покрытия превышают предельные значения.

Таблица 3

Сводные данные по обследованию участка магистральной дороги скоростного движения от дороги Волгоград-Шахты до ул. Менделеева

Направление	Полоса	Математическое ожидание ровности покрытия, см/км	Доля автомобильной дороги, имеющей недопустимые значения по ровности, %
Прямое	1	1355	94
	2	1159	94
	3	857	50
Обратное	1	1183	88
	2	1011	76
	3	761	45

Опытные данные были обработаны и получены теоретические распределения показателя ровности дорожного покрытия (рис. 2). Худшей ровностью обладают первая и вторая полосы движения транспортных средств в каждом направлении автомобильной дороги, так как по ним в основном движутся автопоезда и одиночные грузовые автомобили, так, в среднем более 90 % протяженности полосы имеют недопустимые значения показателя ровности покрытия.

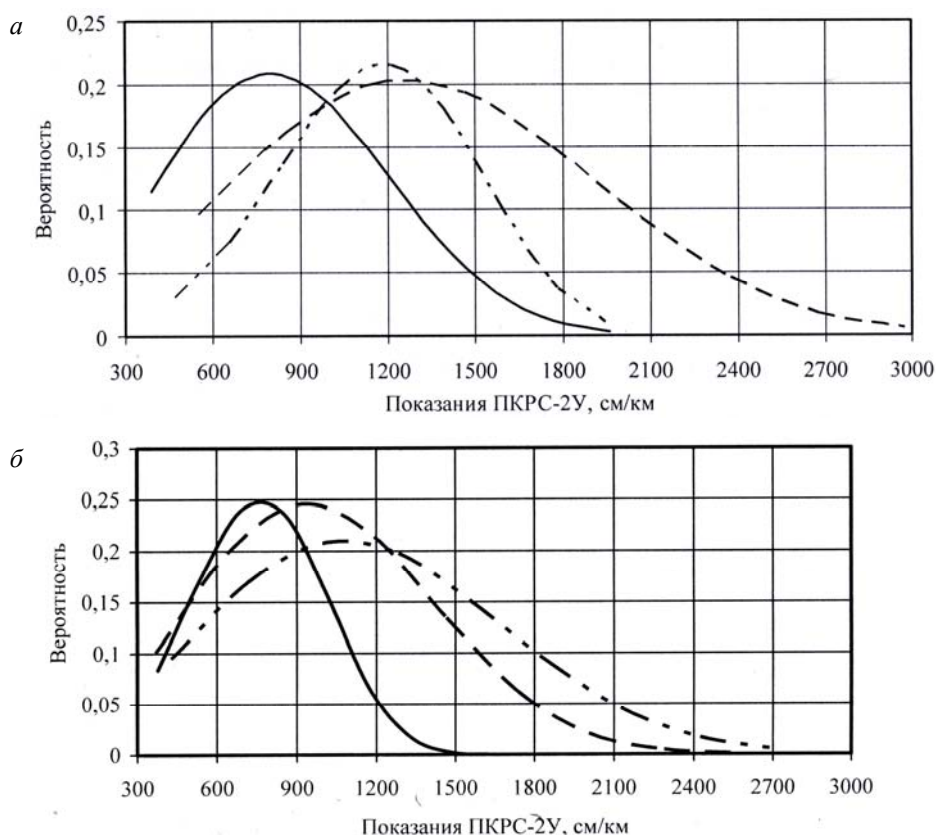


Рис. 2. Результаты статистической обработки показателей ровности по 3 продольной магистрали города Волгограда:

a – прямое направление; *б* – обратное направление;
 — — — — — распределение ровности по 3 полосе; — — — — — распределение ровности по 2 полосе; - - - - - распределение ровности по 1 полосе

Проведенные замеры интенсивности движения транспортного потока показали, что, из-за неудовлетворительного состояния дорожного покрытия на крайней правой (первой) полосе движения, основная часть грузового транспорта движется по второй полосе. Лучшей ровностью обладают крайние левые (третьи) полосы прямого и обратного направлений, по которым движется в основном легковой транспорт, но и здесь протяженность полосы с неудовлетворительной ровностью достигает половины длины участка.

Таким образом, на основании анализа результатов исследований 2008 и 2010 годов, установлено, что численное значение неровностей дорожного покрытия на маршрутах горэлектротранспорта увеличилось в среднем на 350 см/км, а доля маршрутов, имеющая недопустимые значения ровности достигла 40 %. При таких темпах ухудшения дорожного покрытия без проведения ремонтных работ через 3–5 лет большая часть маршрутов будет непригодна к эксплуатации.

Также, согласно проведенным экспериментальным исследованиям выявлено, что третья продольная магистраль практически на всем протяжении нуждается в ремонте дорожного покрытия, при этом неудовлетворительное состояние первой и второй полосы, по которым движется грузовой транспорт, требует введения весовых датчиков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ганзин, С. В. Оценка ровности дорожного покрытия на улицах г. Волгограда по условиям обеспечения БДД / С. В. Ганзин, А. В. Шустов, Д. Д. Шакуров // Материалы научно-технической конференции «Проблемы строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог юга Российской Федерации и пути их решения». – 2009. – С. 90–94.
2. Балакина, Е. В. Моделирование боковых реакций при расчете параметров движения автомобильного колеса / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, Ю. Н. Козлов, Э. Н. Никульников, А. А. Ревин // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 8 (34) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – С. 18–21. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 2).
3. Балакина, Е. В. Влияние гистерезисных потерь в эластичном колесе на результаты математического моделирования параметров его движения при торможении / Е. В. Балакина, В. М. Зотов, Н. М. Зотов, А. П. Федин, И. А. Платонов, Т. Н. Зотова, А. Р. Хамидулина // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 20–23. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
4. Балакина, Е. В. Определение целесообразности учета углов крена кузова в задачах исследования устойчивости движения автомобиля / Е. В. Балакина // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 10–13. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).
5. Железнов, Е. И. Влияние силовой характеристики сцепного устройства на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 23–26. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).
6. Железнов, Е. И. Моделирование динамического взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда при движении по неровной дороге / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 99–101. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
7. Комаров, Ю. Я. К вопросу оценки ровности дорожного покрытия по критериям динамической прочности автотранспортных средств / Ю. Я. Комаров, С. В. Ганзин, А. В. Шустов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 46–48. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
8. Рябов, И. М. Теоретическое исследование виброзащитных свойств подвески с динамическим гасителем колес при движении автомобиля по случайному профилю / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 76–80. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
9. Санжапов, Р. Р. Влияние базы автомобиля на устойчивость движения и управляемость / Р. Р. Санжапов, Е. В. Балакина // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 86–89. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
10. Шустов, А. В. Математическое моделирование движения малотоннажного автопоезда по участку дороги со случайным профилем / А. В. Шустов, С. В. Ганзин, Ю. Я. Комаров, Е. Ю. Липатов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 64–68. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).

УДК 629.113-592.2

*Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов***ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА
НА ПРОДОЛЬНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: DrSpeer@mail.ru)

В статье приведены некоторые результаты исследования влияния основных параметров сцепного устройства на динамическое взаимодействие звеньев и устойчивость малотоннажного автопоезда при движении по неровной дороге.

Ключевые слова: малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

The article presents some results of computational researches of influence of main characteristics of the coupling device on the dynamic interaction of parts of small-tonnage road train.

Keywords: small-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.

Динамическое взаимодействие звеньев автопоезда (АП) осуществляется через сцепное устройство (СУ) и наиболее отчетливо проявляется при движении по неровным дорогам. Возникающие при этом вынужденные продольные колебания звеньев, вызванные действием переменных сил сопротивления движению от неровностей дороги, могут привести к нарушению продольной устойчивости АП. Под продольной устойчивостью в данной работе понимается способность АП двигаться по неровным дорогам без существенных относительных колебаний звеньев. Характер динамического взаимодействия звеньев АП зависит от многих факторов [1], в том числе и от характеристик сцепного устройства, к которым относятся: коэффициенты жесткости $C_{сц}$ и демпфирующего сопротивления $\eta_{сц}$ упругой связи, величина зазора ξ_x в СУ и вид силовой характеристики упругого элемента сцепки.

С целью оценки влияния первых трех факторов ($C_{сц}$, $\eta_{сц}$, ξ_x) на продольную устойчивость малотоннажного АП были проведены расчетные

исследования с использованием математической модели, описанной в работе [2]. Расчеты проводились для случая движения АП в составе тягача с параметрами автомобиля УАЗ-3741 и одноосного прицепа переменной массы по участку дороги с гармоническим микропрофилем. Для большей наглядности силовая характеристика упругого элемента сцепки была принята линейной. В качестве оценочных показателей использовались: максимальная величина $P_{км}$ усилия P_k в сцепке и среднее квадратическое отклонение σ_p усилия P_k . Результаты расчетов были обработаны с помощью методов теории эксперимента [3] и представлены в виде формул и графиков, отражающих влияние, как одиночных факторов, так и их взаимодействий на величину оценочных показателей. Значения уровней и интервалов варьирования факторов указаны в таблице, а ниже приведены некоторые результаты исследования для случая движения расчетного АП со скоростью $V = 40$ км/ч по участку дороги с параметрами $q_0 = 0,012$ м, $L_q = 2$ м, где q_0 и L_q – высота и длина неровности.

Уровни и интервалы варьирования факторов

Параметры	Факторы	Уровни варьирования					Интервал варьирования
		-1,6	-1	0	1	1,6	
$C_{сц0}$, кН/м	x_1	50	134	275	416	500	141
$\eta_{сц}$, кН·с/м	x_2	0,5	1,9	4,25	6,6	8,0	2,35
ξ_{x3} , м	x_3	0	0,0028	0,0075	0,0122	0,015	0,0047
$M_{п}$, кг	x_4	200	460	900	1340	1600	440

$$\begin{aligned}
 P_{км} = & 393,4 + 113,0x_1 - 31,4x_2 - 18,0x_3 + 141,6x_4 - 17,0x_1x_2 - 21,0x_1x_3 + \\
 & + 41,1x_1x_4 + 20,8x_2x_3 - 23,2x_2x_4 + 19,6x_3x_4 + 8,0x_1^2 - 2,2x_2^2 - 9,7x_3^2 - 7,5x_4^2; \\
 \sigma_p = & 43,4 + 31,0x_1 - 11,1x_2 - 0,8x_3 + 20,2x_4 - 9,3x_1x_2 - 0,9x_1x_3 + 16,0x_1x_4 + \\
 & + 0,9x_2x_3 - 4,3x_2x_4 + 0,2x_3x_4 + 6,5x_1^2 - 1,6x_2^2 - 0,04x_3^2 + 7,4x_4^2,
 \end{aligned}$$

где x_1 – жесткость $C_{\text{сц}}$ упругого элемента; x_2 – коэффициент демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ в СУ; x_3 – зазор ξ_x в СУ; x_4 – масса прицепа $M_{\text{п}}$.

Как видно, адекватное отображение зависимости оценочных показателей от перечисленных выше факторов возможно лишь на основе полиномов второго порядка. Но даже их применение, в ряде случаев, не обеспечивает желаемой точности. Поэтому результаты расчетов по интерполяционным формулам уточнялись расчетами с использованием математической модели. Это относится, главным образом, к оценке влияния зазора ξ_x на границах интервала варьирования. Рассмотрим результаты исследования.

Анализ коэффициентов регрессии приведенных выше уравнений показал, что основное влияние на величину оценочных показателей оказывает жесткость $C_{\text{сц}}$ упругого элемента, далее следуют демпфирование $\eta_{\text{сц}}$ и зазор ξ_x в СУ.

Причем влияние $C_{\text{сц}}$ существенно превышает влияние $\eta_{\text{сц}}$ и ξ_x , о чем свидетельствуют значения коэффициентов при соответствующих факторах. С увеличением $C_{\text{сц}}$ величины $P_{\text{км}}$ и σ_p монотонно растут (рис. 1), что говорит об усилении относительных колебаний звеньев и снижении устойчивости АП. Увеличение коэффициента демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ наоборот приводит к снижению нагрузок в СУ и повышению устойчивости АП. Влияние зазора ξ_x не столь однозначно и, как уже отмечалось ранее [4], достаточно противоречиво. При линейной силовой характеристике упругого элемента появление зазора в сцепке изменяет силовую характеристику СУ, делая ее нелинейной. Причем с увеличением зазора нелинейность характеристики усиливается, что вносит существенные изменения в картину динамического взаимодействия звеньев АП [1].

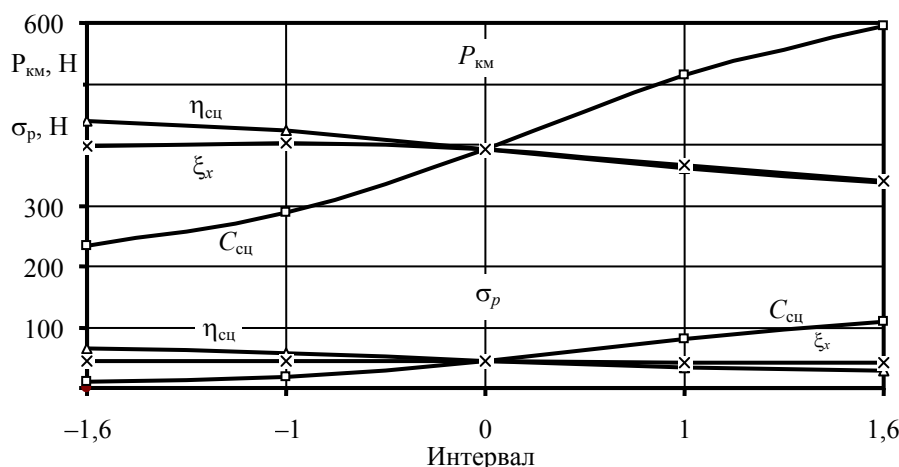


Рис. 1. Влияние характеристик СУ расчетного АП на оценочные показатели $P_{\text{км}}$ и σ_p

Значительное влияние на величину оценочных показателей оказывают парные взаимодействия факторов (рис. 2 и 3), и в первую очередь с массой прицепа $M_{\text{п}}$, которая в зависимости от загрузки изменяется в широких пределах. При построении графиков численные значения факторов, не входящих в парные взаимодействия, принимались равными их значениям в центре плана. Учитывая рекомендуемые ограничения по количеству рисунков, в статье приведены только графики, отражающие влияние исследуемых факторов на величину $P_{\text{км}}$. Как видно, характер влияния коэффициентов жесткости $C_{\text{сц}}$ (рис. 2, а) и демпфирования $\eta_{\text{сц}}$ (рис. 2, б) на величину $P_{\text{км}}$ однозначен и не зависит от массы прицепа, а вот сила влияния факторов с увеличением $M_{\text{п}}$ растет. Так, при $M_{\text{п}} = 1600$ кг ($x_4 =$

$= 1,6$) изменение $C_{\text{сц}}$ с 50 до 500 кН/м (x_1 от $-1,6$ до $1,6$) приводит к увеличению $P_{\text{км}}$ почти в три раза, а σ_p – более чем в два раза. Влияние зазора ξ_x практически не зависит от изменения массы прицепа (рис. 2, в). Расчеты оценочных показателей с использованием математической модели показали, что при заданном соотношении базы прицепа и длины неровности относительные колебания звеньев происходят, в основном, в пределах деформации упругого элемента сцепки. Поэтому влияние зазора на характер динамического взаимодействия звеньев АП не просматривается. Учитывая сказанное, целесообразно провести углубленное исследование данного вопроса.

Влияние парных взаимодействий факторов, учитывающих характеристики СУ, на величину

$P_{км}$ примерно равносильно, а на величину σ_p основное влияние оказывает взаимодействие x_1x_3 ($C_{сц}\eta_{сц}$). Влияние других взаимодействий на порядок слабее. С увеличением жесткости $C_{сц}$ влияние коэффициента демпфирования $\eta_{сц}$ на величины $P_{км}$ (рис. 3, а) и особенно σ_p растет. Наиболее опасным является применение в СУ упругих элементов большой жесткости с малым демпфированием.

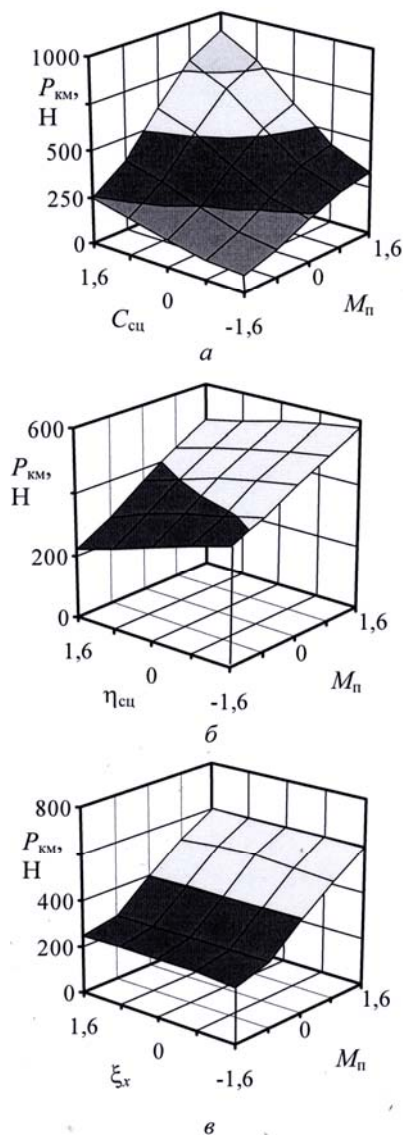


Рис. 2. Влияние парных взаимодействий факторов на максимальную величину $P_{км}$ усилия в сцепке

Увеличение жесткости $C_{сц}$ (рис. 3, б) и уменьшение коэффициента демпфирования $\eta_{сц}$ (рис. 3, в) приводит к росту нагрузок в СУ при любом зазоре ξ_x , но для беззазорных сцепок этот процесс происходит более интенсивно, а сами показатели, $P_{км}$ и σ_p , достигают больших значений.

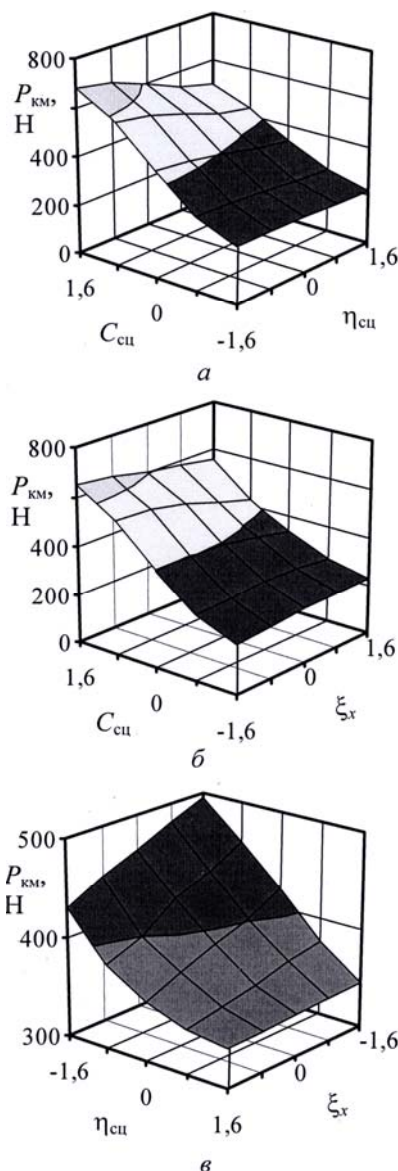


Рис. 3. Влияние парных взаимодействий факторов на максимальную величину $P_{км}$ усилия в сцепке

Приведенные выше результаты получены при линейной силовой характеристике упругого элемента сцепки. Применение в СУ упругих элементов с нелинейной характеристикой вносит изменения в процесс динамического взаимодействия звеньев АП [1]. Однако этот вопрос недостаточно изучен и требует проведения соответствующих исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Шукин, М. М. Сцепные устройства автомобилей и тягачей: Конструкция, теория, расчет / М. М. Шукин. – Л.: Машиностроение, 1961. – 207 с.
2. Железнов, Е. И. Моделирование динамического взаимодействия звеньев малотоннажного автопоезда при движении по неровной дороге / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) /

ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 99–101. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

3. Железнов, Е. И. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов / Е. И. Железнов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 144 с.

4. Железнов, Е. И. О влиянии характеристик сцепного устройства на продольную устойчивость малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ : межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 101–103. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

5. Железнов, Е. И. Влияние силовой характеристики сцепного устройства на динамическое взаимодействие звеньев малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 23–26. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).

6. Железнов, Е. И. Оценка энергонагруженности сцепления тягача малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Ф. В. Воловиков, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 96–98. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

7. Железнов, Е. И. Распределение тормозных сил между осями тягача и прицепа со спаренными осями / Е. И. Железнов, А. В. Волобуев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 8 (34) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – С. 44–47. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 2).

8. Шустов, А. В. Математическое моделирование движения малотоннажного автопоезда по участку дороги со случайным профилем / А. В. Шустов, С. В. Ганзин, Ю. Я. Комаров, Е. Ю. Липатов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 64–68. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).

УДК 629.114.2.001.32

В. Д. Иванцов, В. В. Скабелин, А. В. Иванцов, С. В. Иванцов
АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ
ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ivd 1950 @mail.ru)

В статье рассмотрены теоретические основы динамики движения колесного трактора с навешенным на него технологическим оборудованием в наиболее тяжелом – тормозном режиме движения. Разработана схема динамической модели и математическая модель движения с учетом максимально возможной неравномерности тормозных сил и боковой деформации колес. Получена графическая интерпретация разработанной теории на примере экспериментального трактора ДТ-75ДК.

Ключевые слова: колесный трактор, остова трактора, навешенное технологическое оборудование, углы увода колес передней оси углы увода колес задней оси, неравномерность тормозных сил, поворачивающий фактор, галопирование остова трактора.

The article considers the theoretical foundations of the dynamics of motion wheel tractor with a hung him-tech equipment in the most difficult - braking mode of motion. A scheme of the dynamic model and a mathematical model of motion, taking into account possible uneven braking forces and lateral deformation of the wheels. Get a graphical interpretation of the theory developed, an example of experimental tractor DT-75DK.

Keywords: wheeled tractor, the tractor frame, hung technological equipment, the corners of the front axle wheel slip angles of the wheels slip rear axle, uneven braking forces, rotating factor, galloping core tractor.

На основе анализа числа возможных перемещений остова, а также принятого допущения, что трактор и агрегатируемое с ним технологическое оборудование в транспортном положении представляют одну массу, сосредоточенную в центре тяжести МТА и имеющую приведенный момент инерции, эквивалентный моментам инерции масс отдельно трактора и технологического оборудования, разработана схема (рис. 1).

$C_1^{\text{л}}, C_2^{\text{л}}, C_1^{\text{п}}, C_2^{\text{п}}$ – коэффициенты радиальной упругости шин колес соответственно: левого переднего, левого заднего, правого переднего, правого заднего; $R_z^{\text{л.п}}, R_z^{\text{п.п}}, R_z^{\text{з.л}}, R_z^{\text{з.п}}$ – вертикальные реакции дороги на составляющие

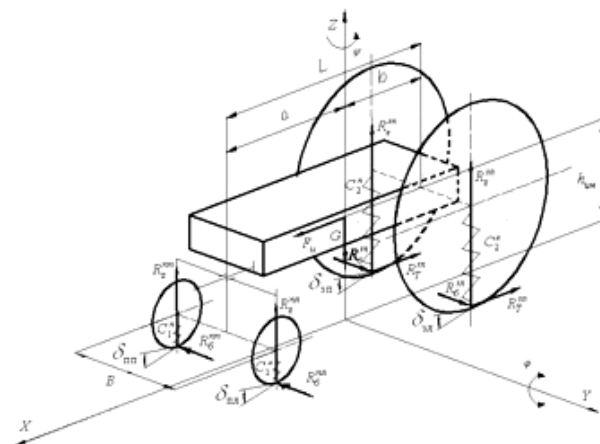


Рис. 1. Схема динамической модели колесного трактора в режиме торможения

силы тяжести, приходящиеся соответственно на левое переднее, правое переднее, левое заднее, правое заднее колеса трактора; $R_T^{3.л}$ и $R_T^{3.п}$ – горизонтальные реакции дороги на тормозные силы на заднем левом и заднем правом колесах трактора; $R_6^{п.л}$, $R_6^{п.п}$, $R_6^{3.л}$, $R_6^{3.п}$ – боковые реакции, возникающие в пятнах контактов шин с дорогой при уводах колес за счет эластичности шин; $F_{и}$ – сила инерции поступательно движущейся массы трактора; G – вес трактора; B – колея трактора (с учетом того, что на сельскохозяйственных тракторах класса 1,4 – 2 колея передних и задних колес может меняться в зависимости от расстояния между рядками обрабатываемых растений, условно принимаем, что на транспорте они совпадают); L – база трактора; a и b – расстояния центра масс трактора соответственно от передней и задней его осей; $\delta_{3.л}$, $\delta_{3.п}$, $\delta_{п.л}$, $\delta_{п.п}$ – углы увода шин левого и правого колес трактора соответственно затормаживаемой задней оси, возникающие из-за неравномерности тормозных сил передней оси, возникающие из-за увода задней оси; $h_{ц.м}$ – высота расположения центра масс трактора; ψ – угол увода остова трактора

в процессе торможения из-за бортовой неравномерности тормозных сил; ϕ – угол продольного раскачивания (галопирования) остова трактора из-за догрузки упругих шин переднего моста в процессе торможения. Внешними силами для трактора являются: $R_T^{3.л}$ и $R_T^{3.п}$; $R_z^{п.л}$, $R_z^{п.п}$, $R_z^{3.л}$, $R_z^{3.п}$; $R_6^{п.л}$, $R_6^{п.п}$, $R_6^{3.л}$, $R_6^{3.п}$. Причем появление боковых сил ($R_6^{п.л}$, $R_6^{п.п}$, $R_6^{3.л}$, $R_6^{3.п}$) в режиме торможения связано, прежде всего, с неравномерностью тормозных сил ($R_T^{3.л} \neq R_T^{3.п}$). На основе разработанной схемы динамической модели (рис. 1) сделаны следующие выводы: 1 – вследствие бортовой неравномерности тормозных сил (характерной для колесных тракторов) происходит поперечный, без потери контакта с дорогой, увод шин и, как следствие, поперечно-угловой увод остова трактора; 2 – в процессе торможения, из-за резкого замедления остова трактора, шины передних колес догружаются, а задних – разгружаются. Это приводит к галопированию остова.

Опираясь на принцип Даламбера, а также учитывая принцип возможных перемещений в соответствии со схемой (рис. 1), можно записать следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X_i &= 0; F_{и} - R_T^{3.п} - R_T^{3.л} = 0 \\ \Sigma Y_i &= 0; F_{ц} + R_6^{3.п} + R_6^{3.л} - R_6^{п.п} - R_6^{п.л} = 0 \\ \Sigma Z_i &= 0; R_z^{п.п} + R_z^{п.л} + R_z^{3.п} + R_z^{3.л} - G = 0 \\ \Sigma M_x &= 0; (R_z^{п.л} + R_z^{3.л}) \frac{B}{2} - (R_z^{п.п} + R_z^{3.п}) \frac{B}{2} = 0 \\ \Sigma M_y &= 0; (R_z^{3.п} + R_z^{3.л}) b - (R_z^{п.л} + R_z^{п.п}) a + P_{и} h_{ц.м} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0; (R_T^{3.л} - R_T^{3.п}) \frac{B}{2} - (R_6^{п.п} + R_6^{п.л}) a - (R_6^{3.п} + R_6^{3.л}) b = 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Введем понятие поворачивающего фактора Φ , определяемого выражением

$$\Phi = \frac{R_T^{3.л} - R_T^{3.п}}{R_T^{3.л} + R_T^{3.п}}. \quad (2)$$

Подставляя значение знаменателя в строку $\Sigma X_i = 0$ из системы (1), а также учитывая, что $F_{и} = \frac{G}{g} \ddot{X}$, получим

$$\Phi = \frac{g(R_T^{3.л} - R_T^{3.п})}{G \ddot{X}}. \quad (3)$$

Тогда значение Φ , соответствующее мак-

симально допустимой разности тормозных сил, определяется по формуле

$$\Phi = \frac{0,2g R_T}{G \ddot{X}}. \quad (4)$$

Дополним уравнения (1) зависимостями, устанавливающими связь угла увода трактора ψ с угрями увода шин передней $\delta_{п}$ и задней $\delta_{з}$ осей трактора.

Принимая допущение о том, что углы увода колес одной оси трактора равны между собой и равнозначны углу увода оси, на которой они установлены, можно записать следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{3л} &\approx \delta_{3.л} \approx \delta_3 \\ \delta_{п.л} &\approx \delta_{п.п} \approx \delta_{п.л} \\ R_6^{3.л} &= K_{y.3} \delta_3 \\ R_6^{3.л} &= K_{y.3} \delta_3 \\ R_6^{п.л} &= K_{y.п} \delta_{п.л} \\ R_6^{п.л} &= K_{y.п} \delta_{п.л} \\ R_6^3 &= 2 K_{y.3} \delta_3 \\ R_6^п &= 2 K_{y.п} \delta_{п.л} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где δ_3 и $\delta_{п.л}$ – углы увода геометрических центров задней и передней осей; $K_y^{3.л}$, $K_y^{3.п}$, $K_y^{п.л}$, $K_y^{п.п}$ – коэффициенты сопротивления уводу соответственно левого и правого колес задней оси трактора, левого и правого колес передней оси трактора; R_6^3 , $R_6^п$ – суммарные реакции дороги на уводы шин колес соответственно задней и передней осей.

В общем случае, с учетом того, что боковые деформации шин передней и задней осей трактора, возникающие вследствие бортовой неравномерности тормозных сил, направлены взаимно противоположно, новое положение остова трактора относительно вертикальной оси координат Z (см. рис. 3.5) определяется выражением: $\psi = \delta_3 + \delta_{п.л}$.

Величины обозначенных углов увода зависят от коэффициентов сопротивления боковому уводу шин (K_y см. формулы (5)), выражаемых через их конструктивные и эксплуатационные параметры [исследования Литвинова А. С.]:

для задних колес:

$$K_y^{3л} = K_y^{3п} = K_{y.3} = 60 \left[1,7(h/D) - 12,7(h/D)^2 \right] p_b b^2,$$

для передних колес:

$$K_y^{п.л} = K_y^{п.п} = K_{y.п} = 60 \left[0,095 - 0,49(h/D) \right] p_b b^2,$$

где $(h/D) = 0,42(G_k/p_b D^2) \sqrt{(D/b)}$; здесь G_k – вес контролируемого колеса; D , h , b , p_b – конструктивные и эксплуатационные параметры шины: наружный диаметр в свободном состоянии, высота профиля, ширина, давление воздуха.

Выражение центробежной силы $F_{ц}$ (на схеме рис. 1 не показана), являющейся следствием боковых уводов шин, приложенной к центру масс и направленной вдоль оси Y ,

$$F_{ц} = \frac{G \dot{X}^2}{gR}, \quad (6)$$

где R – среднее значение радиуса кривизны траектории движения центра масс трактора в режиме его торможения, возникающей вследствие неравномерности тормозных сил.

Так как значение R достаточно велико, то можно принять:

$$R \approx \frac{L}{\text{tg} \delta_{п.л} + \text{tg} \delta_3}. \quad (7)$$

Ввиду малости углов увода шин можно принять: $\text{tg} \delta_{п.л} = \delta_{п.л}$; $\text{tg} \delta_3 = \delta_3$. Тогда центробежная сила $F_{ц}$ в динамической стадии процесса торможения запишется:

$$F_{ц} = \frac{G \dot{X}^2}{gL} (\delta_{п.л} + \delta_3). \quad (8)$$

С учетом (5) и (8) уравнения $\Sigma Y = 0$ и $\Sigma M_Z = 0$ из системы уравнений (1) перепишутся в следующей форме:

$$\frac{G \dot{X}^2}{gL} (\delta_{п.л} + \delta_3) - 2K_{y.п} \delta_{п.л} + 2K_{y.3} \delta_3 = 0, \quad (9)$$

$$\Phi \frac{GB}{2g} \ddot{X} - 2K_{y.п} \delta_{п.л} a - 2K_{y.3} \delta_3 b = 0. \quad (10)$$

Решая совместно (9) и (10) можно найти выражения для определения углов δ_3 и $\delta_{п.л}$ бокового увода осей трактора: задней затормаживаемой и передней, находящейся под действием разворачивающего момента от неравномерности тормозных сил.

Из уравнения (9) имеем

$$G \dot{X}^2 \delta_{п.л} + G \dot{X}^2 \delta_3 - 2g L K_{y.п} \delta_{п.л} + 2g L K_{y.3} \delta_3 = 0. \quad (11)$$

Отсюда получим:

$$\delta_3 = \frac{(2g L K_{y.п} - G \dot{X}^2) \delta_{п.л}}{2g L K_{y.3} + G \dot{X}^2}. \quad (12)$$

Подставляя выражение δ_3 в уравнение (9), получим

$$\Phi \frac{GB}{2g} \ddot{X} - 2K_{y.п} \delta_{п.л} a - \frac{2K_{y.3} b (2g L K_{y.п} - G \dot{X}^2) \delta_{п.л}}{2g L K_{y.3} + G \dot{X}^2} = 0. \quad (13)$$

Приводя левую часть уравнения (13) к общему знаменателю, получим

$$\begin{aligned} & \Phi \frac{GB}{2g} (2g L K_{y.3} + G\dot{X}^2) \ddot{X} - \\ & - 2K_{y.п} (2g L K_{y.3} + G\dot{X}^2) a \delta_{п} - \\ & - 2K_{y.3} (2g L K_{y.п} - G\dot{X}^2) b \delta_{п} = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

Отсюда получим выражение для определения угла $\delta_{п}$ бокового увода передней оси трактора:

$$\delta_{п} = \frac{\Phi \frac{GB}{2g} (2K_{y.3} gL + G\dot{X}^2) \ddot{X}}{G\dot{X}^2 (2K_{y.п} a - 2K_{y.3} b) + 4K_{y.п} K_{y.3} gL^2}. \quad (15)$$

Подставив выражение (15) в формулу (12), получим выражение для определения угла δ_3 бокового увода задней оси трактора:

$$\delta_3 = \frac{\Phi \frac{GB}{2g} (2K_{y.п} gL - G\dot{X}^2) \ddot{X}}{G\dot{X}^2 (2K_{y.п} a - 2K_{y.3} b) + 4K_{y.п} K_{y.3} gL^2}. \quad (16)$$

Выражения (15, 16) показывают, что углы увода осей трактора, при его торможении на прямолинейном участке дороги, зависят от неравномерности тормозных сил, оцениваемой величиной поворачивающего фактора Φ , от интенсивности торможения, критерием которой является замедление центра масс трактора, весовых и геометрических параметров трактора, а также от боковой жесткости шин, оцениваемой коэффициентом сопротивления боковому уводу K_y .

Угловое колебательное в движение остова трактора в вертикальной плоскости возникает вследствие перераспределения в процессе его замедления осевых нагрузок и радиальной упругости шин. Принимаем за обобщенную координату вертикальные перемещения переднего моста z_1 и угловые перемещения остова φ . Для этого случая уравнение Лагранжа имеет вид

$$(d/dt)(\partial T/\partial \dot{z}_1) - (\partial T/\partial z_1) + \partial \Pi/\partial z_1 = 0, \quad (17)$$

где T – кинетическая энергия рассматриваемой колебательной системы; Π – потенциальная энергия материальной точки, принадлежащей остову трактора и находящейся в зоне вертикальной оси симметрии колес переднего моста.

С учетом того, что в режиме торможения колесного трактора, колебания совершаются практически относительно его центра масс,

максимально приближенного за счет навесного технологического оборудования к оси задних колес, а амплитуда колебаний (по результатам экспериментальных исследований) не превышает двух угловых градусов, можно записать

$$\varphi \cong \frac{z_1}{L}. \quad (18)$$

С учетом вышеизложенного, кинетическая энергия рассматриваемой колебательной системы

$$T = m \ddot{z}_1^2. \quad (19)$$

Потенциальная энергия рассматриваемой колебательной системы определяется как сумма потенциальных энергий: Π_1 , соответствующей силе тяжести, приходящейся на колеса передней оси и Π_2 , соответствующей силе упругости шин передних колес. Окончательно получим:

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 z_1^2, \quad (20)$$

где c_1 – суммарный коэффициент радиальной упругости шин передних колес.

Подставляя значения (19) и (20) в уравнение (17), получим

$$m \ddot{z}_1 + c_1 z_1 = 0, \quad (21)$$

$$\text{или} \quad \ddot{z}_1 + \frac{c_1}{m_1} z_1 = 0, \quad (22)$$

$$\text{или} \quad \ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0. \quad (23)$$

Согласно теории колебаний решение дифференциального уравнения (23) выражается формулой:

$$z_1 = a_1 \cos \omega_1 t, \quad (24)$$

где a_1 – амплитуда колебаний.

Апробация разработанного аналитического описания проведена на примере расчета на ПК «Pentium-4» переходных процессов движения колесного трактора ДТ – 75ДК в режиме торможения на дороге с твердым покрытием при бортовой неравномерности тормозных сил – 20 %. За начальные условия счета приняты: $t = 0$; $\dot{X} = 11$ м/с; $\psi(0) = 0$; $\varphi(0) = 0$. В качестве условия окончания счета принималось – достижение максимально возможного (по результатам дорожных исследований) угла увода ψ при котором боковой юз отсутствует.

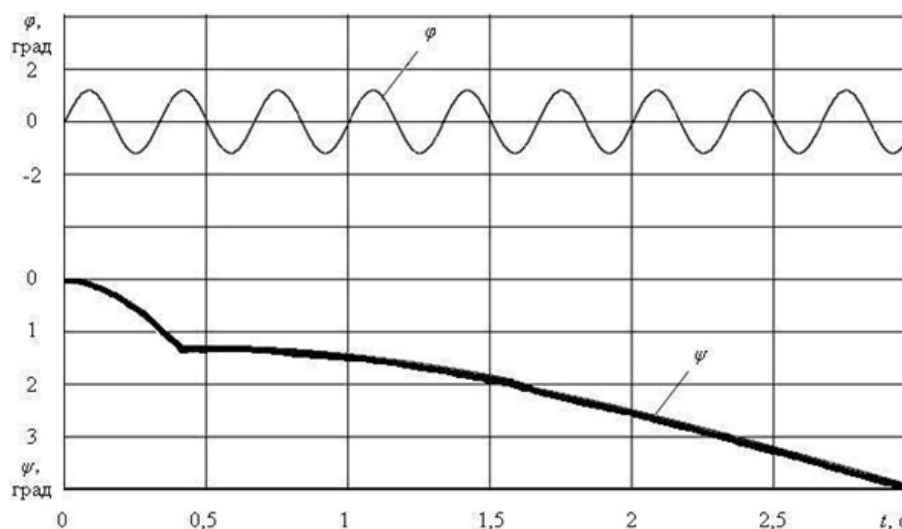


Рис. 2. Основные эксплуатационные параметры колесного трактора ДТ – 75ДК в режиме торможения на дороге с твердым покрытием

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бабушкин, А. Е. Несущая система трактора в виде каркаса с продольными, поперечными и диагональными связями / А. Е. Бабушкин, М. В. Ляшенко, В. П. Шевчук, А. О. Куликов, В. В. Шеховцов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 18–20. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
2. Иванцов, В. Д. Аналитическое описание динамики и закономерности износа пальца тракторной гусеницы / В. Д. Иванцов, А. В. Иванцов, С. В. Иванцов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 164–167. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
3. Иванцов, В. Д. Динамика прямолинейного рабочего движения гусеничного пахотного мта и возможность ее снижения / В. Д. Иванцов, К. В. Чернышов, И. А. Долгов, А. В. Иванцов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 8. – С. 12–15.
4. Иванцов, В. Д. Особенности динамического расчета пальца тракторной гусеницы / В. Д. Иванцов, К. В. Чернышов, И. А. Долгов, А. В. Иванцов // Тракторы и сельхозмашины. – 2008. – № 9. – С. 41–44.
5. Иванцов, В. Д. Повышение эффективности гусеничного трактора на вспашке / В. Д. Иванцов, А. В. Иванцов, С. В. Иванцов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 43–45. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
6. Иванцов, В. Д. Скрытые опасности эксплуатации колесных тракторов в городском цикле дорожного движения / В. Д. Иванцов, К. В. Чернышов, А. В. Иванцов, В. В. Скабелин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. – № 5. – С. 19–22.
7. Иванцов, В. Д. Снижение продольно-угловых колебаний гусеничного трактора общего назначения / В. Д. Иванцов, В. П. Шевчук, А. В. Иванцов, С. В. Иванцов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 12 (85) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2011. – С. 26–29. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 4).
8. Иванцов, В. Д. Тормозные свойства коммунальных транспортно-технологических средств на базе колесных тракторов / В. Д. Иванцов, И. А. Долгов, В. В. Скабелин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 1. – С. 34–37.
9. Кривошеев, Н. В. Подбор оптимальной моторно-трансмиссионной установки для трактора, работающего в составе машинно-тракторного агрегата промышленного назначения / Н. В. Кривошеев, В. П. Шевчук, В. В. Шеховцов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10 (70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – С. 54–57. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
10. Юданова, А. В. Улучшение курсовой устойчивости и тягово-энергетических показателей пахотного агрегата стабилизацией в горизонтальной плоскости (на базе тракторов «Беларусь» тяговых классов 3 и 5) / А. В. Юданова // Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал. – 2009. – № 3. – С. 847.

УДК 629.114.2.001.32

В. Д. Иванцов, В. П. Шевчук, А. В. Иванцов, С. В. Иванцов

ДИНАМИКА РАБОЧЕГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА НА ВСПАШКЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ivd 1950 @mail.ru)

В статье рассмотрены теоретические основы динамики управляемого подворота гусеничного трактора общего назначения в процессе коррекции траектории его рабочего движения на вспашке, вследствие постоянных уводов трактора в сторону борозды предыдущего прохода и основы динамики неуправляемого равномерного прямолинейного рабочего движения на вспашке, вследствие неустойчивости глубины вспашки, связанной с особенностями работы лемешно-отвальных поверхностей плуга в вертикальной плоскости. Дана передаточная функция стандартного шестикорпусного полунавесного лемешного плуга при его агрегатировании с гусеничным трактором. Представлены основные конструктивные и эксплуатационные параметры гусеничного трактора ВТ-175Д и результаты расчетов параметров его динамической модели на вспашке.

Ключевые слова: лемешный плуг, осто́в гусеничного трактора, агрегатирование плуга с трактором, передаточная функция, функция оригинала переменной составляющей крюковой нагрузки трактора, частота колебаний крюковой нагрузки, неустойчивость продольной твердости почвы и глубины вспашки.

The article considers the theoretical foundations of the dynamics of controlled gateways caterpillar utility in correcting the trajectory of his working-class movement in the plowing, as a result of constant takes the tractor toward the furrows of the previous pass and the fundamentals of dynamics of an unmanaged desktop uniform rectilinear motion in the plowing, plowing depth due to instability-related features work-share breaker plow dump surfaces in the vertical plane. Given the transfer function of a standard six-Semi-share breaker plow under its aggregation with caterpillar tractors. The basic design and operational parameters of a caterpillar tractor VT-175D, and the calculated parameters of its dynamic model for plowing.

Keywords: share breaker plow frame crawler tractor, a plow with a tractor-block, the transfer function, the function of the original variable component of the hook load of the tractor, the oscillation frequency of hook load, the longitudinal instability of soil hardness and tillage depth.

Экспериментальные исследования управляемого рабочего движения пахотного МТА с гусеничным трактором вдоль борозд на гоне наглядно показали, что при этом, в горизонтальной плоскости, вследствие постоянных плавных уводов вначале трактора, а затем и агрегатированного с ним плуга в сторону борозды предыдущего прохода, возникает необходимость в управляющих возвратах упомянутых звеньев МТА: ведущего – трактора и ведомого – плуга на первоначальную – технологически заданную траекторию. Последнее является неустановившимся режимом рабочего движения пахотного МТА с гусеничным трактором в горизонтальной плоскости. Схема динамической модели такого режима движения приведена в работе [1] и на рис. 1. Составим аналитическое описание принятой динамической модели:

$$(m_1 + m_2) \ddot{X} - P_1 - P_2 + P_{f_1} + P_{f_2} + F_1^d = 0; \quad (1)$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{Y} - (P_1 + P_2 - P_{f_1} - P_{f_2} - F_1^d) \psi = 0; \quad (2)$$

$$(P_2 - P_1 + P_{f_1} - P_{f_2}) \frac{B}{2} - M_\psi - M_c + P_\psi L_\psi = 0. \quad (3)$$

Учитывая, что разница между силами сопротивления качению гусениц P_{f_1} и P_{f_2} не превышает 3 %, получим:

$$P_{f_1} = P_{f_2} = 0,5 P_f. \quad (4)$$

Учитывая, что в момент коррекции курса рассматриваемого МТА поддерживается режим дифференциальной связи ведущих звездочек левой и правой гусениц, можно записать:

$$P_1 = P_2 = 0,5 P_\kappa. \quad (5)$$

Подставляя выражения (4) и (5) в уравнения (1–3), а также принимая во внимание результаты проведенных экспериментальных исследований макетного образца пахотного МТА, получим:

$$(m_1 + m_2) \ddot{X} - P_\kappa + P_f + F_1^d = 0; \quad (6)$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{Y} - (P_\kappa - P_f) \psi = 0; \quad (7)$$

$$P_\psi L_\psi - M_\psi - M_c = 0, \quad (8)$$

где F_1^d – значение крюковой нагрузки с учетом ее динамических составляющих и изменений при криволинейном движении пахотного агрегата.

Дополним уравнения (6–8) эмпирическими зависимостями: момента сопротивления повороту-угловому перемещению гусениц $M_c = f(\psi)$, полученной для сельскохозяйственного гусеничного трактора и силы сопротивления

качению гусениц $P_f = f(m_2)$, полученной для гусеничных тягачей и тракторов:

$$M_c = \frac{\mu_{\max} G L B \dot{\psi}}{3,7 B \dot{\psi} + 0,6(\dot{X} + \psi \dot{Y})}, \quad (9)$$

где μ_{\max} – максимальный коэффициент сопротивления повороту; G – эксплуатационный вес трактора; B, L – колея и длина опорных поверхностей гусениц трактора; ψ – угол между продольными осями трактора и плуга; $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{\psi}$ – линейные (продольная, поперечная, угловая) скорости остова трактора как управляемого объекта в каждый текущий момент времени.

На стерне колосовых: $\mu_{\max} = 0,82$.

$$P_f = G f_n, \quad (10)$$

где f_n – коэффициент сопротивления качению гусениц, $f_n = 0,06-0,12$.

Эмпирическая зависимость математического ожидания буксования гусениц

$$\delta = 0,12 F_1^d - 1,06. \quad (11)$$

Суммарная касательная сила тяги на опорных ветвях гусениц P_k определялась по формуле:

$$P_k = F_1^d + P_f. \quad (12)$$

Текущее значение курсового угла φ определялось зависимостью:

$$\varphi = \arctg(\partial y / \partial x), \quad (13)$$

где ∂y и ∂x – частные пошаговые производные, определяемые на участках квантования по времени рассчитываемой траектории рабочего движения исследуемого МТА.

Зависимость управляющего усилия $P_u = f(t)$, реализуемого в рассмотренной в работе [1] схеме динамической модели посредством управляющего гидроцилиндра, находили с учетом параметров гидропривода управления из выражения

$$P_u = 1000(1 - e^{-3(t-0,2)}). \quad (14)$$

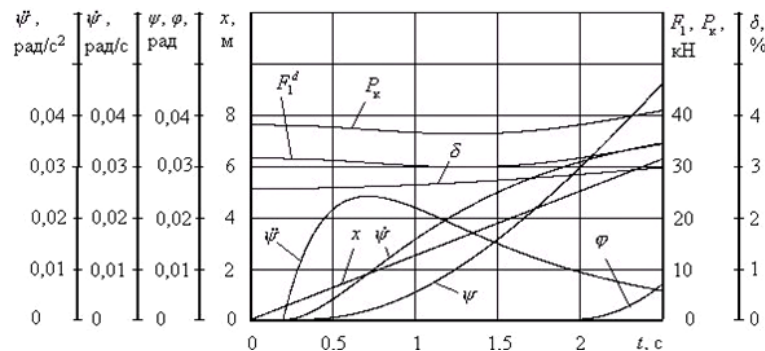


Рис. 1. Изменение динамических и кинематических параметров гусеничного трактора при управляемой стабилизации курса на вспашке в горизонтальной плоскости

На рис. 1 представлены результаты решения системы уравнений (6–13) при заданных конструктивных и эксплуатационных параметрах трактора ВТ-175Д и начальных условиях счета: при $t = 0$ имеем $X = 0$, $\psi = 0$, $\varphi = 0$, $\dot{X} = 2,5$ м/с, $\dot{\psi} = 0$, $\dot{\varphi} = 0$, $P_u = 1$ кН, $F_1 = 35$ кН. Условием окончания счета принимали достижение максимально возможного (по результатам полевых испытаний) значения $\varphi = 0,008$ рад.

Рассмотрим динамику неуправляемого рабочего движения пахотного МТА с гусеничным трактором вдоль борозд на гоне. При этом, как показали полевые испытания, в вертикальной плоскости возникают вынужденные колебания остова трактора, вследствие неустойчивости

крюковой нагрузки, причиной которой является изменение, в процессе работы плуга, глубины вспашки.

Последнее является причиной неустановившегося режима рабочего неуправляемого движения пахотного МТА с гусеничным трактором в вертикальной плоскости. Схема динамической модели такого режима движения приведена в работе [1] и на рис. 2. Составим аналитическое описание указанной динамической модели:

$$\ddot{z}_1 + \chi_1 \ddot{z}_2 + \frac{c_1}{m_1} z_1 = \frac{F_z l_2 - M_c}{l m_1}; \quad (15)$$

$$\ddot{z}_2 + \chi_2 \ddot{z}_1 + \frac{c_2}{m_2} z_2 = \frac{F_z l_1 + M_c}{l m_2}, \quad (16)$$

где $\chi_1 = m_3/m_1$ и $\chi_2 = m_3/m_2$ – коэффициенты связи между перемещениями вдоль обобщенных координат z_1 и z_2 ; $F_z = 0,2 F(t)$. Здесь $F(t)$ – функция оригинала переменной составляющей тягового сопротивления полунавесного шестикорпусного плуга.

$$F(t) = 8443 e^{-3,6t} \sin 2,6 t,$$

где $2,6 c^{-1}$ – частота колебаний тягового сопротивления плуга; $8443 e^{-3,6t}$ – функция затухания.

Используем известный в теории трактора [2] прием последовательного поочередного закрепления пружин эластичных балансирующих кареток, поддрессорирующих m_1 и m_2 остова трактора, при анализе его колебаний.

Тогда $\chi_1 = \chi_2 = 0$, а система из двух неоднородных линейных дифференциальных уравнений (НЛДУ) (15) и (16) может быть записана в виде

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = \frac{F_z l_2 - M_c}{l m_1}; \quad (17)$$

$$\ddot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = \frac{F_z l_1 + M_c}{l m_2}, \quad (18)$$

$$\text{где } \omega_1 = \sqrt{\frac{c_1 l^2}{m_0(l_2^2 + \rho^2)}} \text{ и } \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2 l^2}{m_0(l_1^2 + \rho^2)}} - \text{ча-}$$

стные угловые частоты колебаний m_1 и m_2 , полученные при поддрессировании только передней или только задней части остова трактора при закреплении соответственно его задней или передней частей, а ρ – радиус инерции поддрессорируемых масс m_1 и m_2 .

Используя методику решения НЛДУ [3], сначала запишем общее решение однородных дифференциальных уравнений – левых от знака « \leftarrow » частей. Тогда для уравнения (17) получим:

$$z_1 = A_1 \sin \omega_1 t + B_1 \cos \omega_1 t, \quad (19)$$

где A_1 и B_1 – постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий. С целью упрощения считаем, что при $t = 0$ поддрессоренная масса m_1 находится в крайнем верхнем положении.

$$\text{В этом случае: } z_1 = B_1 \cos \omega_1 t = B_1 = a_1,$$

где a_1 – перемещение системы с крайнего верхнего положения, равное амплитуде колебаний передней поддрессоренной части остова.

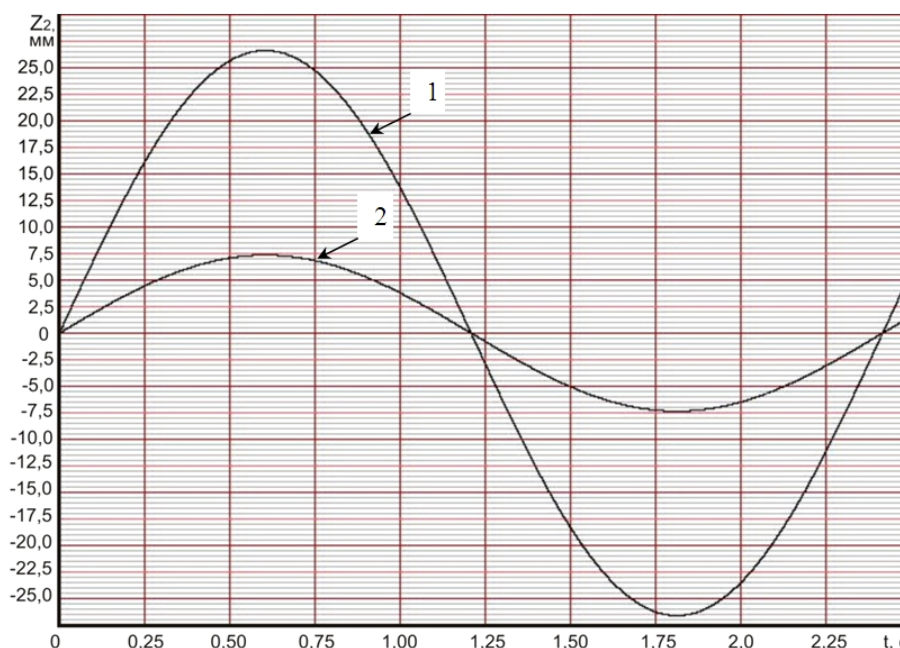


Рис. 2. Графики вынужденных колебаний остова трактора при прямолинейном движении на вспашке с серийным (1) и новым (2) прицепными устройствами

Тогда уравнение (17) приводится к виду:

$$z_1 = a_1 \cos \omega_1 t. \quad (20)$$

По аналогии для уравнения (18) получим:

$$z_2 = a_2 \cos \omega_2 t.$$

Согласно рекомендациям [4], динамика вынужденных колебаний задней подвески остова при работе трактора на вспашке может быть описана уравнением:

$$\ddot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = h \sin 2,6 t, \quad (21)$$

где $h = \frac{F_z l_1 + M_c}{l m_2}$ – относительная величина

вертикальной составляющей крюковой нагрузки и ее момента относительно центра масс трактора.

Результаты расчетов по приведенным формулам с использованием конструктивных и эксплуатационных параметров серийного трактора общего назначения ВТ-175Д приведены на рис. 2.

Из рассмотрения графиков (рис. 1) и (рис. 2) очевидно, что в первом случае управляющие воздействия представлены в виде апериодического движения корпуса в горизонтальной

плоскости, во втором – в виде вынужденных колебаний корпуса в вертикальной плоскости с частотой $\omega = 2,6 \text{ с}^{-1}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Иванцов, В. Д.* Повышение эффективности гусеничного трактора на вспашке / В. Д. Иванцов [и др.] // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. тр. № 10 (70) / Волгоград, 2010. (Сер. Наземные транспортные системы).
2. *Гуськов, В. В.* Тракторы. Часть II. Теория / В. В. Гуськов. – Минск Высшая школа, 1977.
3. *Пискунов, Н. С.* Дифференциальное и интегральное исчисления для вузов / Н. С. Пискунов. – М.: Наука, 1985.
4. *Яблонский, А. А.* Курс теоретической механики / А. А. Яблонский. Ч. 2. Динамика. – М.: Высшая школа, 1966.

УДК 629.113

В. Г. Дыгало

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ИМИТАЦИИ СИГНАЛОВ КОЛЕСНЫХ ДАТЧИКОВ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: dygalo@vstu.ru)

В статье представлено разработанное устройство – схема эмуляции сигналов колесных датчиков.

Ключевые слова: имитационный стенд-тренажер, многоцелевая колесная машина, автоматизированная тормозная система, имитатор вождения.

In the paper described device – schemes emulation signal wheel speed sensor.

Keywords: virtually-physical technology modeling, multipurpose vehicles, automated breaking system, driving simulator.

В отличие от существующего стендового оборудования для испытания тормозных систем, виртуально физическая технология моделирования предполагает замену реального колеса на математическое описание [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. В связи с этим возникает необходимость разработки устройства эмуляции сигналов колесных датчиков. Данное устройство позволит связать ПК, выполняющий расчет динамики движения автомобиля, с электронным блоком управления АБС.

На скорости 150 км/ч, с автомобильными колесами радиусом 0,316 метра и с 50 зубами на роторе, частота импульсов, индуцируемых в датчике, равна:

$$50 \left[\left(\frac{150}{3,6} \right) \left(\frac{1}{0,316} \right) \left(\frac{1}{2\pi} \right) \right] = 1050 \text{ Гц}. \quad (1)$$

Частота дискретизации используемого АЦП National Instruments Ni 6008 USB 1000 Гц. Эта частота слишком низкая, чтобы избежать явления алиасинга, так как следствие из теоремы Котельникова (или теоремы Уиттакера-Найквиста-Шеннона) гласит, что любой аналоговый сигнал может быть восстановлен с какой угодно точностью по своим дискретным отсчетам, взятым с частотой, хотя бы в двое большей максимальной частоты, которой ограничен спектр реального сигнала.

Поэтому было решено изготовить схему преобразования напряжения пропорционально коэффициенту усиления G . Это напряжение приходит на преобразователь напряжение-частота (далее ПНЧ), где преобразовывается в волны прямоугольной формы с частотой, пропорциональной напряжению (рис. 1).

Поэтому было решено изготовить схему преобразования напряжения пропорционально коэффициенту усиления G . Это напряжение приходит на преобразователь напряжение-частота (далее ПНЧ), где преобразовывается в волны прямоугольной формы с частотой, пропорциональной напряжению (рис. 1).



Рис. 1. Связь устройства с ПК с подключенным к нему УСД и АБС Bosch 5.3

Коэффициент пропорциональности G есть функция напряжения, которая зависит от максимальной угловой скорости ω колеса модели транспортного средства, а максимальное напряжение U , которое поддерживают каналы цифро-аналогового преобразователя (ЦАП) карты Ni 6008 – 5 В. Если учесть, что модель должна включать моделирование торможения со скорости 150 км / ч, то следует, что верхний предел частоты будет равен 1050 Гц.

Эта частота должна соответствовать максимальному напряжению ЦАП, следовательно, коэффициент пропорциональности

$$G = \frac{1050}{5} = 210 \frac{\text{Гц}}{\text{В}}. \quad (2)$$

ПНЧ представляет собой схему, которая преобразует напряжение в прямоугольные волны модулированного сигнала с частотой, пропорциональной входному напряжению. Общий принцип, лежащий в основе работы ПНЧ, в основном законе зарядки конденсатора.

Большинство производителей преобразователей гарантируют 0,01 %-ную линейность и термическую стабильность 0,005 %/°C. В разработанной схеме применяется ПНЧ фирмы National Semiconductor модели LM331 [13] (рис. 2).

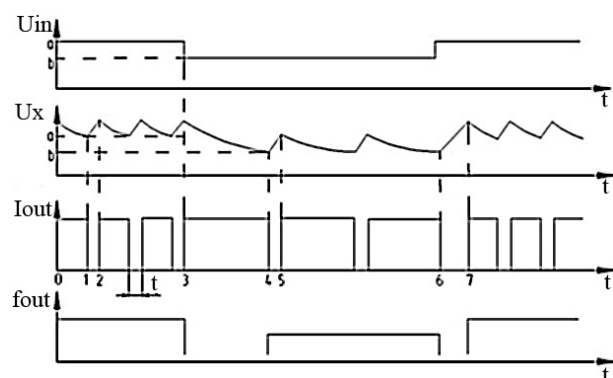


Рис. 2. Зависимости входных и выходных характеристик ПНЧ по времени

На выводе ПНЧ LM331 стоит транзистор с открытым коллектором, который позволяет получать на выходе сигнал f_{OUT} с необходимым напряжением путем подачи напряжения U_P через подтягивающий резистор. При этом низкий уровень напряжения будет равен 0 В, а высокий – U_P .

Модуляция выходной частоты получается путем изменения времени прохождения сигнала высокого уровня. Интервал времени T , в ко-

тором сигнал на низком уровне зависит только от номиналов деталей в RC-цепочке схемы. Таким образом, после выбора номиналов этот интервал остается фиксированным. В технической документации Bosch ABS 5.3 [9, 10, 11] указано, что система работает с сигналом со скважностью от 30 до 70 %.

Чтобы решить эту проблему, выход ПНЧ подключен к D -триггеру. Триггер [14] – цифровая схема, которая сколь угодно долго сохраняет одно из двух своих состояний устойчивого равновесия и скачкообразно переключается по сигналу извне из одного состояния в другое.

D -триггер (D от англ. *delay* – задержка) – запоминает состояние входа и выдает его на выход. D -триггеры имеют, как минимум, два входа: информационный D и синхронизации C . Сохранение информации в D -триггерах происходит в момент прихода активного фронта на вход C . Так как информация на выходе остается неизменной до прихода очередного импульса синхронизации, D -триггер называют также триггером с запоминанием информации или триггером-защелкой.

Связывая выход с входом D и подавая сигнал с ПНЧ на вход C , D -триггер функционирует как делитель частоты, то есть разделяет на два частоту напряжения, подаваемого на вход C . В выходе Q будет скважность, равная 50 %. Таким образом, достаточно подавать на вход C сигнал двойной частоты, которую нужно получить на выходе Q , и скважность на выходе будет равна 50 %.

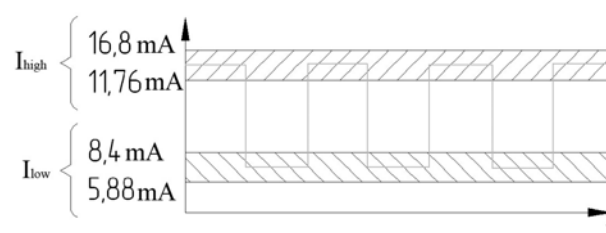


Рис. 3. Технические требования к уровням силы тока на колесных датчиках

Для взаимодействия с *ABS Bosch 5.3* [9, 10, 11] сигнал, кроме уровня напряжения и скважности, должен соответствовать допускам производителя по низкому и высокому уровню тока сигнала с колесных датчиков. Эти допуски изображены на рис. 3.

Внешний вид устройства эмуляции сигналов колесных датчиков приведен на рис. 4.

Оценка адекватности работы устройства проводилась по нескольким параметрам.

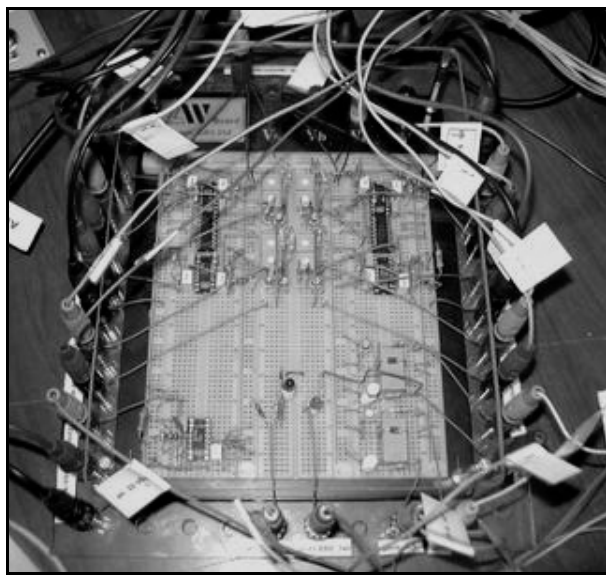


Рис. 4. Внешний вид устройства эмуляции сигналов колесных датчиков

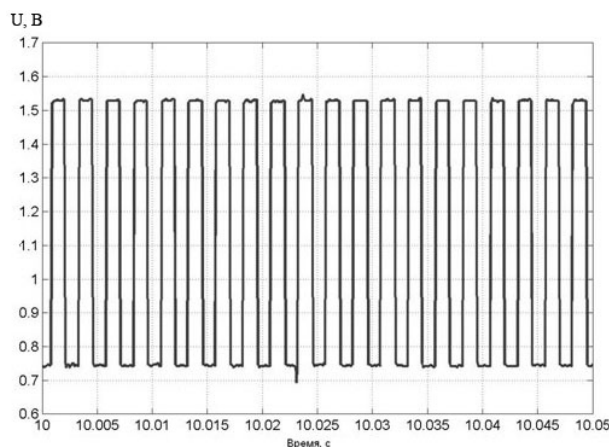


Рис. 5. Зависимость напряжения на выходе от времени

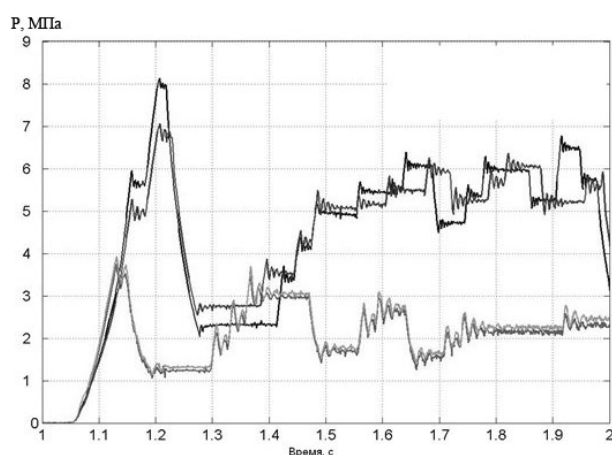


Рис. 6. Зависимость давления в колесных тормозных цилиндрах от времени при работе АБС

На вышеприведенных рисунках (5, 6, 7) приведены результаты, полученные в ходе испыта-

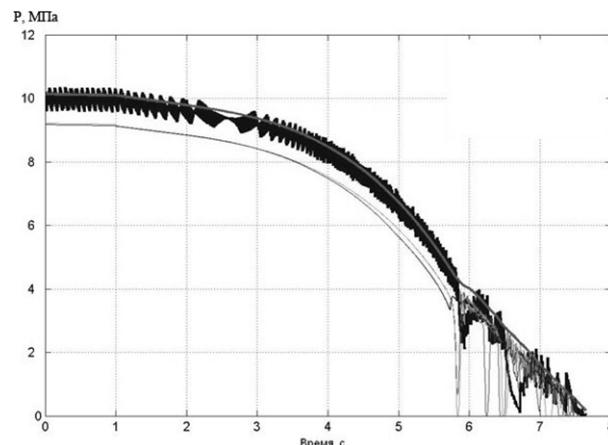


Рис. 7. Зависимость давления в колесных тормозных цилиндрах от времени при работе АБС

ний системы *ABS Bosch 5.3*. Данный блок имеет электрический выход для получения данных о скорости движения автомобиля [9, 10, 11, 12]. На рис. 7 отчетливо видно, что данные, поступающие из блока АБС (которую рассчитывает сам блок), практически совпадают с задаваемой с ПК скоростью. Таким образом, можно утвердительно сказать о полной адекватности моделирования при применении имитатора колесных датчиков АБС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность, № 11, 2002. – С. 29–30.
2. Дыгало, В. Г. Средства виртуальных испытаний автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – С. 67–73.
3. Ревин, А. А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Наука – производству, № 1, 2005. – С. 43–47.
4. Дыгало, В. Г. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность, № 3, 2006. – С. 34–35.
5. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
6. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Изв. ВолгГТУ. – 2007. – Т. 8. – № 2. – С. 13–15.
7. Ревин, А. А. Комплексная технология моделирования тормозной динамики автомобиля: монография / А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 92 с.
8. Ревин, А. А. Исследование тормозной динамики автомобиля методами комплексной технологии моделирования: учебное пособие / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало; ВолгГТУ. – Волгоград, 2001. – 122 с.

9. Martin Maier and Klaus Müller, Robert Bosch GmbH, ABS 5.3: The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars, SAE Technical Paper Series 950757, 1995.

10. Reiner Emig, H. Goebels, and H. J. Schramm, Robert Bosch GmbH, Antilock Braking Systems (ABS) for Commercial Vehicles – Status 1990 and Future Prospects, SAE Technical Paper Series 901177, 1990

11. Bosch, Automotive Braking Systems, Robert Bosch GmbH, 1995.

12. Kurt M. Marshek and Jerry F. Cuderman II (The Uni-

versity of Texas at Austin), Mark J. Johnson (Beta Pro, Inc), Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part II: Braking as a Function of Initial Vehicle Speed in Braking Manoeuvre, SAE Technical Paper Series 2002-01-0307.

13. National Semiconductor, LM231A/LM231/LM331A/LM331 Precision Voltage-to-Frequency Converters, National Semiconductor, 1999.

14. Texas Instruments, CMOS Dual “D”- Type Flip-Flop, Texas Instruments Incorporated, 1998.

УДК 629.113

В. Г. Дыгало, А. А. Ревин

ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКАЯ ТЕХНОЛОГИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ В V-ЦИКЛЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СИСТЕМ АКТИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: dygalo@vstu.ru, revin@vstu.ru)

В статье рассматривается виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования систем активной безопасности колесных машин.

Ключевые слова: виртуально-физическая технология моделирования, колесная машина, система активной безопасности, эффективность торможения, имитатор вождения.

The summary: In the papers described virtually-physical technology method modeling in the process develop automated breaking system vehicles.

Keywords: virtually-physical technology modeling, vehicles, active safety system, efficiency breaking, driving simulator.

Каждый год в мире происходит огромное количество ДТП. Примерно с 60-х годов XX века начинают активно развиваться системы пассивной безопасности (рис. 1). С конца 70-х одновременно с появлением АБС на серийных машинах начинается бурное развитие систем активной безопасности.

Применение новых систем активной безопасности усложняется, поскольку совместно с

усложнением исполнительных механизмов совершенствуются и расширяются алгоритмы работы системы [10, 11, 12].

Данный фактор приводит к тому, что очень сложно на этапе испытаний и оценке работы системы в совокупности с шасси автомобиля идентифицировать все недочеты, допущенные на этапе проектирования. А это приводит к значительным временным и финансовым затратам.

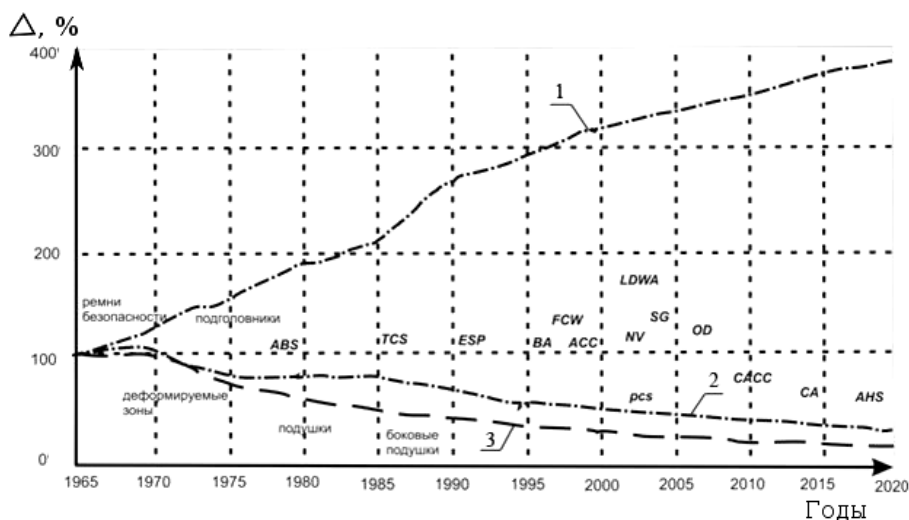


Рис. 1. Развитие систем безопасности, устанавливаемых на автомобиль:
1 — дистанция поездки; 2 — количество ДТП; 3 — летальный исход при ДТП

В настоящее время все производители стараются ускорить цикл проектирования колесных машин, одновременно совершенствуя модельный ряд, предлагая все более новые системы, упрощающие процесс управления колесной машиной в сложных режимах движения. В области проектирования и производства колесных машин за последние годы произошли очень серьезные изменения. Можно даже заключить, что цифровые технологии набрали в середине 90-х годов некую критическую массу, которая позволила почти всем крупным производителям разом совершить качественный скачок.

Конкурентная борьба вынуждает производителей все больше и больше сокращать сроки разработки и организации производства новых моделей. Кроме того, производимую продукцию необходимо сертифицировать согласно международным нормативам и требованиям.

Данное стремление приводит производителей к все большему усложнению систем, что влечет за собой вопрос о выявлении ошибок на ранних стадиях проектирования автомобиля.

Известно много случаев, когда новая модель, запущенная в серийное производство, отзывалась на завод или в сервисные центры для устранения недостатков, допущенных при проектировании изделия. Данное явление особенно опасно в случае ошибок в системах активной безопасности, таких как тормозные.

Отечественные производители автотранспортных средств в последнее время активизировали работы по установке антиблокировочных систем (АБС) на свою продукцию. Известно, что основные требования к тормозным системам автомобилей с АБС определяют правила № 13 ЕЭК ООН (ГОСТ Р 41.13, ГОСТ Р 41.13Н). Внедрение АБС на конкретных типах автомобилей связано с определенными трудностями и материальными затратами, особенно остро проявляющимися на этапе доводки. Строительство собственных специальных полигонов для испытания тормозных автоматизированных систем чрезвычайно дорого из-за специальных требований к поверхности дороги. Следует признать, что полигонные испытания не являются идеальным средством для проведения доводочных работ и используются фирмами на этапе заключительной оценки, поскольку они не позволяют обеспечить высокую воспроизводимость условий испытаний автомобиля при оценке его свойств наиболее эффективным методом сравнения состояний. Это

приводит к невозможности отслеживания влияния какой-либо отдельно взятой настройки блока управления АБС, структурной схемы или выбранного технического решения исполнительской части на процесс торможения в целом. Кроме того, новыми регламентами *допускается проведение альтернативных испытаний* при сертификации новых систем (приложение 21 к правилам 13 ЕЭК ООН).

Проведение испытаний на стендовом оборудовании в лабораторных условиях дает несомненные преимущества перед полигонными. Возможно обеспечение отличной воспроизводимости условий испытаний, а также обеспечение секретности разработок от посторонних глаз. Проведение испытаний в лаборатории не зависит от погодных условий и времени суток, что позволяет значительно сократить сроки разработки и адаптации новых систем. Однако современные стенды классического типа (роликовые, барабанные и ленточные), обеспечивающие скорость движения колесной машины свыше 100 км/ч, довольно дорогостоящи и громоздки. Например, стенды, разрабатываемые для крупнейших автомобилестроительных концернов фирмой MTS, обходятся заказчику в сумму ≈ 10 млн. долларов.

При разработке новых систем перед конструкторами встает вопрос апробирования принятых при проектировании решений.

Если рассмотреть цикл проектирования тормозных систем, то можно отметить, что несомненную помощь на определенных этапах оказывают комплексы CAD/CAE/CAM, но в случае проведения испытаний тормозных и других систем возможностей данных комплексов оказывается недостаточно.

Выходом из создавшейся ситуации является дальнейшее совершенствование стендового оборудования и методов испытаний, которые в рамках доводочных испытаний позволяют получить необходимую информацию о разработанной системе, оценить эксплуатационные свойства колесной машины с АБС в режиме торможения, выбрать оптимальную структуру управления тормозными механизмами.

Для подготовки к сертификации и проверки работоспособности систем колесной машины экономически целесообразно после этапа проектирования осуществлять проверку принципиальной правильности принятия решений на основе проведения комплексного моделирования систем и агрегатов колесной машины.

Проведенные с 70-х годов XX в. исследования в области комплексной технологии моделирования (КТМДА) позволяют сделать вывод о возможности проведения виртуальных лабораторных испытаний новых образцов тормозных систем и проверки правильности принятых решений [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Например, несмотря на применение комплексов CAD/CAE/CAM, на этапе функциональных испытаний, возможностей последних зачастую оказывается недостаточно при проектировании и отработке перспективных систем.

В отличие от существующего стендового оборудования для испытания тормозных систем, виртуально физическая технология моделирования предполагает замену реального колеса на математическое описание.

Однако после проведения функциональных испытаний, для запуска новой модели системы автомобиля в серийное производство, необходимо проведение большого количества доводочных испытаний, в ходе которых ведется проверка на соответствие нормативным требованиям, как автомобиля в целом, так его отдельных узлов и агрегатов. Дорожные испытания являются наиболее ресурсоемкими и дорогими. Причем проведение данного вида испытаний возможно лишь на специально оборудованных для этого полигонах (на территории РФ – НИЦИАМТ г. Дмитров, 21 НИИ МО г. Бронницы). К тому же дорожные испытания

являются и самыми опасными как для водителя оператора-испытателя, так и для дорогостоящей измерительной техники, не говоря уже о самой исследуемой колесной машине. Являясь основным критерием правильности принятых технических решений, вместе с тем, дорожные испытания не позволяют добиться идеальной воспроизводимости условий проведения эксперимента, так как параметры дорожного полотна и окружающие условия в разные временные отрезки не совпадают. Вследствие этого довольно трудно, а порой и невозможно, например, отследить влияние какого-либо из параметров настройки блока управления системой. При проведении дорожных испытаний в условиях жесткой конкуренции появляется новая проблема – защита новых моделей и разработок от посторонних «глаз» конкурентов.

Виртуально-физическая технология моделирования (ВФТМ) позволяет решить вышеописанные проблемы, возникающие перед конструкторами и испытателями новых систем. На рис. 2 представлен V-цикл проектирования системы активной безопасности, с учетом возможности использования современных методов проектирования и проведения испытаний.

На этапе проектирования и расчета системы, а в последствии и конкретного модуля, максимально облегчить труд позволяют программные пакеты математического моделирования (ММ).

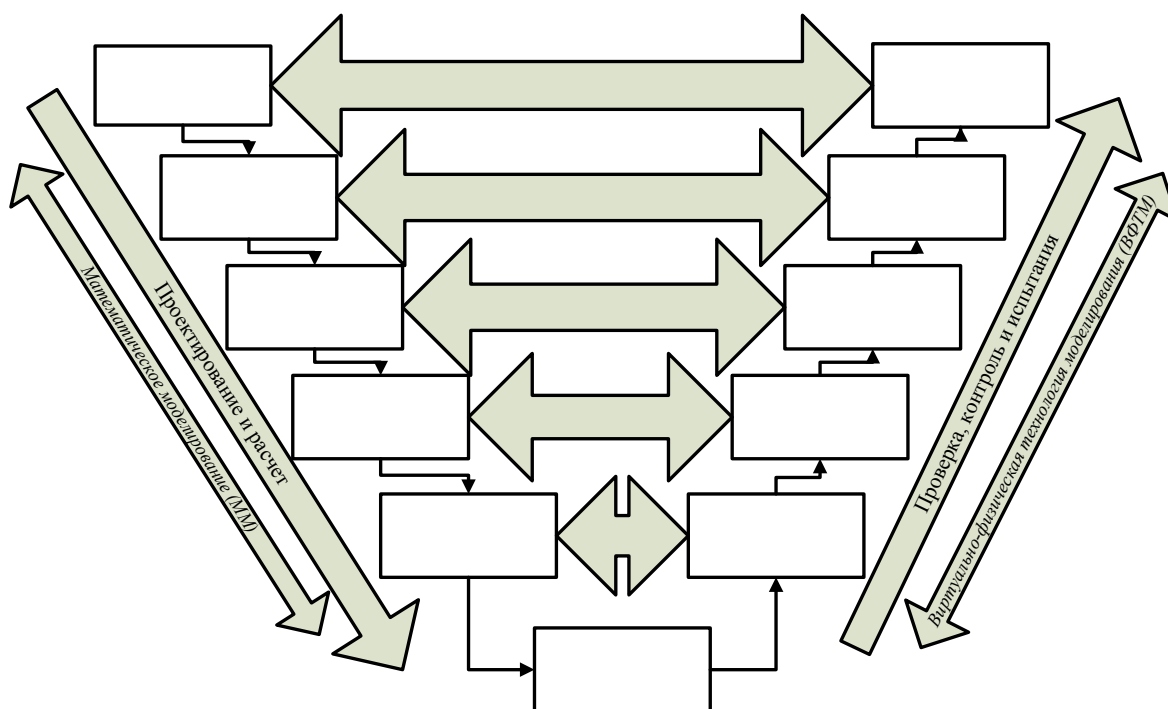


Рис. 2. V-цикл проектирования системы активной безопасности

На этапе проверки, контроля и испытаний, возможно широкое применение Виртуально-физической технологии моделирования (ВФТМ). Данная технология позволяет совмещать натурные агрегаты систем с математическим описанием динамики протекающих процессов и явлений. При этом управление физическим объектом, как и расчет модели, ведется в реальном масштабе времени. При этом, если, допустим на этапе верификации системы была найдена ошибка, то возможно провести быстрое прототипирование и применить ВФТМ, скорректировав спецификацию системы, что не вызывает значительных задержек при проектировании и проблема может быть решена локально.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Комплексное моделирование в цикле проектирования автомобилей и их систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Автомобильная промышленность, № 11, 2002. – С. 29–30.
2. Дыгало, В. Г. Средства виртуальных испытаний автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2004. – С. 67–73.
3. Ревин, А. А. Виртуальные испытания в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало // Наука – производству, № 1, 2005. – С. 43–47.
4. Дыгало, В. Г. Стенд для комплексных лабораторных испытаний ЭГТС / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин, А. Сорниотти, М. Веллардокиа // Автомобильная промышленность, № 3, 2006. – С. 34–35.
5. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология лабораторных испытаний систем активной безопасности автотранспортных средств: монография / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин; ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 316 с.
6. Дыгало, В. Г. Виртуально-физическая технология моделирования в цикле проектирования автоматизированных тормозных систем / В. Г. Дыгало, А. А. Ревин // Изв. ВолгГТУ. – 2007. – Т. 8. – № 2. – С. 13–15.
7. Ревин, А. А. Комплексная технология моделирования тормозной динамики автомобиля: монография / А. А. Ревин // ВолгГТУ. – Волгоград, 2000. – 92 с.
8. Ревин, А. А. Исследование тормозной динамики автомобиля методами комплексной технологии моделирования: учеб. пособие / А. А. Ревин, В. Г. Дыгало / ВолгГТУ. – Волгоград, 2001. – 122 с.
9. Martin Maier and Klaus Müller, Robert Bosch GmbH, ABS 5.3: The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars, SAE Technical Paper Series 950757, 1995.
10. Reiner Emig, H. Goebels, and H. J. Schramm, Robert Bosch GmbH, Antilock Braking Systems (ABS) for Commercial Vehicles – Status 1990 and Future Prospects, SAE Technical Paper Series 901177, 1990.
11. Bosch, Automotive Braking Systems, Robert Bosch GmbH, 1995.
12. Kurt M. Marshek and Jerry F. Cuderman II (The University of Texas at Austin), Mark J. Johnson (Beta Pro, Inc), Performance of Anti-Lock Braking System Equipped Passenger Vehicles – Part II: Braking as a Function of Initial Vehicle Speed in Braking Manoeuvre, SAE Technical Paper Series 2002-01-0307.

УДК 629.114:07

И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Д. А. Голубев, А. М. Талызов

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТРОГАНИЯ АВТОМОБИЛЯ С МЕСТА ПРИ НАЛИЧИИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ УПРУГОДЕМПФИРУЮЩЕЙ СВЯЗИ В ТРАНСМИССИИ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru)

Статья посвящена оценке влияния параметров упругодемпфирующей связи в трансмиссии на процесс буксования сцепления. Построены зависимости буксования сцепления при различных значениях параметров упругодемпфирующей связи, и проведен их анализ.

Ключевые слова: автомобиль, сцепление, работа буксования, трансмиссия.

Article evaluates the effect of parameters elastic-damping communication in the transmission of the process of slipping the clutch. Plotted slipping clutch for different values elastic-damping communication and conduct of their den analysis.

Keywords: car, clutch, slipping work, transmission.

Применяемые в настоящее время приводы сцепления не предотвращают остановку ДВС при быстром отпуске водителем педали сцепления в процессе трогания автомобиля с места. Неопытные водители часто резко отпускают педаль сцепления, и двигатель глохнет, что нередко создает аварийную ситуацию. Ре-

сурс сцепления при эксплуатации автомобиля в городах, особенно маршрутных такси, значительно ниже расчетного и составляет 50...100 тыс. км [1]. Он имеет большой разброс, который связан с особенностями управления сцеплением разными водителями. Некоторые водители, стремясь обеспечить плавный разгон ав-

томобиля, отпускают сцепление очень медленно, что значительно увеличивает работу буксования и износ пар трения. Имеющийся в сцеплении гаситель крутильных колебаний не решает задачу снижения буксования сцепления вследствие большой жесткости. Он служит только для гашения колебаний с небольшой амплитудой (в пределах $\pi/12$) и при расчете сцепления, как правило, не учитывается. Трудоемкость замены сцепления достаточно велика, что существенно увеличивает затраты на эксплуатацию АТС. Для снижения этих затрат необходимо повысить ресурс сцепления до ресурса двигателя, т. е. в 2...3 раза. Одним из путей решения задачи повышения ресурса сцепления является снижение работы его буксования за счет введения в трансмиссию (например, в конструкцию карданного вала) дополнитель-

ных упругодемпфирующих связей. Расчетные схемы сцепления автомобиля с упругодемпфирующей связью в трансмиссии и без нее представлены на рис. 1.

Для проведения предварительного теоретического исследования процесса трогания автомобиля с места в соответствии с расчетными схемами составим упрощенные модели движения масс:

– при включении сцепления без упругодемпфирующего устройства:

$$\begin{cases} M_k - J_e \ddot{\varphi}_e - M_c \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_b) = 0 \\ M_c \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_b) - J_a \ddot{\varphi}_a - M_\psi = 0; \end{cases} \quad (1)$$

– при включении сцепления в случае линейного демпфирования в упругодемпфирующем устройстве без учета сухого трения:

$$\begin{cases} M_k - J_e \ddot{\varphi}_e - M_c \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_b) = 0 \\ M_c \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_b) - J_b \ddot{\varphi}_b - k_\varphi (\varphi_b - \varphi_a) - c_\varphi (\varphi_b - \varphi_a) = 0 \\ k_\varphi (\varphi_b - \varphi_a) + c_\varphi (\varphi_b - \varphi_a) - J_a \ddot{\varphi}_a - M_\psi = 0. \end{cases} \quad (2)$$

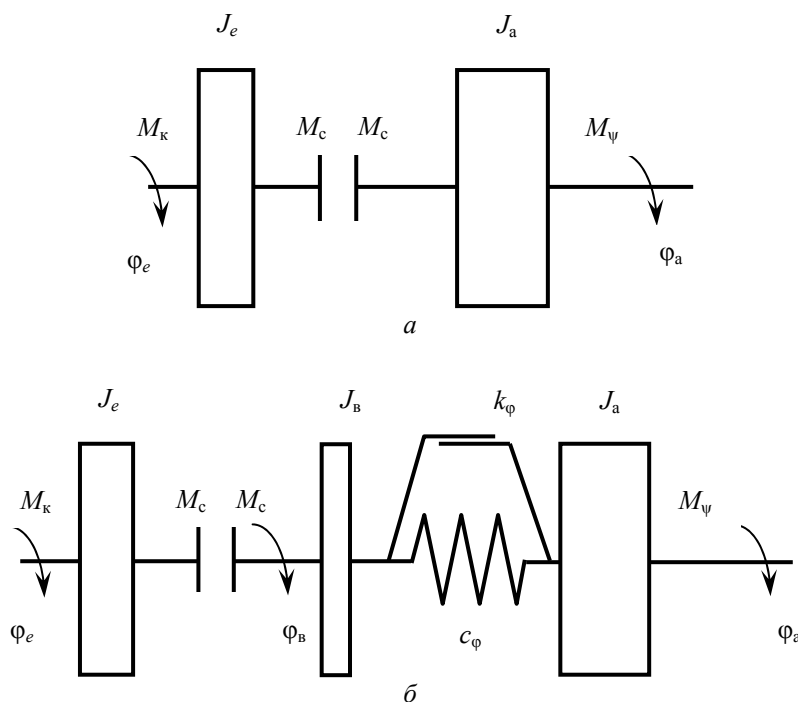


Рис. 1. Расчетные схемы сцепления автомобиля без упругодемпфирующей связи (а) и с упругодемпфирующей связью (б) в трансмиссии:

J_e – момент инерции вращающихся частей двигателя и ведущих деталей сцепления, J_b – момент инерции выходного вала сцепления, J_a – момент инерции автомобиля, приведенный к выходному валу упругодемпфирующего устройства, M_k – крутящий момент двигателя, M_c – момент, передаваемый сцеплением, k_φ – угловой коэффициент демпфирования упругодемпфирующего устройства, c_φ – угловая жесткость упругодемпфирующего устройства, M_ψ – приведенный момент сопротивления движению, φ_e – угол поворота коленчатого вала двигателя, φ_b – угол поворота выходного вала сцепления, φ_a – угол поворота выходного вала сцепления (а), выходного вала упругодемпфирующего устройства (б)

Момент инерции автомобиля, приведенный к выходному валу упругодемпфирующего устройства,

$$J_a = \frac{\delta M r_k^2}{u_{тр}^2}, \quad (3)$$

где M – масса автомобиля, r_k – радиус качения колеса, $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии, δ – коэффициент учета вращающихся масс ($\delta = 1 + \delta_1 u_{кп1} + \delta_2$, $\delta_1 \approx \delta_2 = 0,04$, $u_{кп1}$ – передаточное число коробки передач) [2].

Приведенный момент сопротивления движению:

$$M_\psi = \begin{cases} \frac{Mg\psi r_d}{u_{тр}\eta_{тр}} & \text{при } \dot{\phi} > 0, \\ 0 & \text{при } \dot{\phi} \leq 0, \end{cases} \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, ψ – коэффициент сопротивления движению, r_d – динамический радиус колеса, $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Момент, передаваемый одной парой поверхностей трения:

$$M_c = \frac{2\pi p_0 \mu (R^3 - r^3)}{3}, \quad (5)$$

где $p_0 = \frac{P_{пр}}{\pi(R^2 - r^2)}$ – давление, определяемое от-

ношением усилия $P_{пр}$ пружин к площади ведомого диска, μ – коэффициент трения, R и r – соответственно внешний и внутренний радиусы ведомых дисков сцепления.

Примем допущение, что момент, передаваемый сцеплением, возрастает при отпускании педали сцепления с течением времени t по линейному закону: $M_c = kt$, а момент двигателя поддерживается водителем при трогании таким образом, что $M_k = 0,95 M_c$.

Результаты расчетов по уравнениям (1) и (2) для легкового автомобиля приведены, соответственно, на рис. 2, а и 2, б.

В процессе расчетов определялась работа буксования сцепления, которая при отсутствии дополнительного упругодемпфирующего устройства составила примерно 7 кДж, а при его наличии – примерно 2,52 кДж. При этом наличие дополнительного упругодемпфирующего устройства позволило сократить в три раза время включения сцепления практически при сохранении максимального значения ускорения автомобиля. Угол закрутки упругого элемента (рис. 2, б, кривая б) получился значительным –

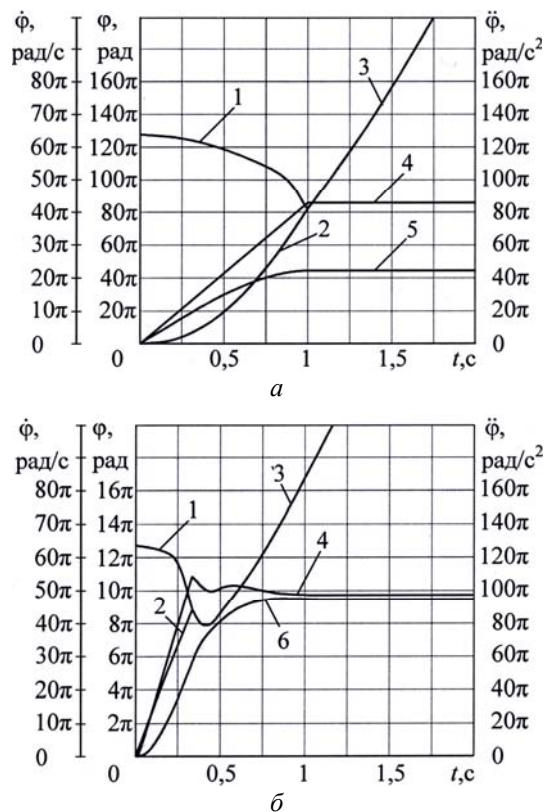


Рис. 2. Графики зависимости от времени: 1 – угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя, 2 – угловой скорости вращения выходных валов: сцепления (а), упругодемпфирующего устройства (б), 3 – угловой скорости вращения деталей включенного сцепления, 4 – углового ускорения выходных валов: сцепления (а), упругодемпфирующего устройства (б), 5 – угол буксования сцепления, 6 – угол закрутки упругого элемента

10π рад (5 оборотов), однако при размещении упругого элемента в карданном вале угол закрутки уменьшится в соответствии с передаточным числом коробки переключения передач на первой передаче. Конструкция упругодемпфирующего устройства для размещения в карданном вале находится в разработке.

Таким образом, теоретически обосновано, что введение дополнительного упругодемпфирующего устройства в конструкцию трансмиссии позволяет значительно повысить ресурс сцепления по износу дисков трения за счет уменьшения работы буксования. Кроме того, снижается риск остановки двигателя при резком включении сцепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Рябов, И. М. Определение показателей надежности сцепления / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, Д. А. Голубев, А. А. Бережнов // сборник «Россия периода реформ: материалы XIV международной отраслевой научно-практической конференции (26–29 мая). – Волгоград, 2010. – С. 167–171.

2. Осепчугов, В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 303 с.

3. Шарипов, В. М. Буксование фрикционного сцепления при переключении передач без разрыва потока мощности / В. М. Шарипов, М. И. Дмитриев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10(70). – С. 7–10.

(Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

4. Железнов, Е. И. Оценка энергонагруженности сцепления тягача малотоннажного автопоезда / Е. И. Железнов, Ф. В. Воловиков, Р. Е. Железнов // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10(70). – С. 96–98. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

УДК 629.113.01

И. В. Ходес, А. С. Никитин

ВЛИЯНИЕ КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАССЫ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ts@vstu.ru)

Рассмотрено влияние размещения центра массы АТС, позволяющее получить максимальное замедление, минимальный тормозной путь и проявление заноса. Получаемое распределение тормозных моментов следует вводить как техническое требование при стендовом испытании АТС.

Ключевые слова: центра массы, тормозные моменты, АТС, тормозная система.

Observing the influence of the placement of central mass on ATS, which requires getting the maximum deceleration, maximality of a braking path and occurrence of snowdrift. This results in the spreading of braking moments which is necessary as a technical requirement in experimenting ATS.

Keywords: central mass, braking moments, ATS, braking system.

Эффективность тормозной системы в значительной мере определяет безопасность АТС. Она оценивается максимальной величиной достигаемого замедления АТС $\dot{\vartheta}_{max}$ для заданных дорожных условий (φ – коэффициент сцепления, в том числе, при условии наличия ABS и ψ – коэффициент сопротивления). От этих параметров, в конечном счете, зависит тормозной путь при снижении скорости от начальной ϑ_0 до $\vartheta_0 > \vartheta \geq 0$, соответствующей управляющему действию водителя по усилию или позиционному изменению элемента управления торможением (чаще всего, педали тормоза).

Не менее важным фактором, влияющим на активную безопасность, определяемую достигаемым замедлением и величиной тормозного пути, является устойчивость АТС, на которую в значительной мере оказывает влияние распределение суммарного тормозного усилия по осям опорных колес [1]. Максимальное замедление при заданной массе АТС m зависит от суммарной тормозной силы F_c , формируемой сопротивлением воздушного потока $F_w = K_v \cdot \vartheta^2$ и сопротивлением движению опорных колес передней и задней осей F_1 и F_2 . (см. табл. 1, формула (1)), где $R_1 + R_2 = mg \cdot \cos \alpha$, ϑ – скорость, $\alpha \approx 0$ – продольный наклон дороги, $K_v =$

$= C_v H B \rho / 2, \frac{H^2}{M^2}$ – коэффициент сопротивления воздушного потока, $C_v \approx 0,35$; $\rho = 1,13 \frac{кг}{м^3}$; H, B, m – габариты поперечного сечения АТС по высоте и ширине. Максимальное замедление, считая $\cos \alpha \approx 1$, определяется формулой (2) (см. табл. 1). Однако, в зависимости от задаваемого водителем замедления $\dot{\vartheta}$, нормальные реакции перераспределяются между собой с учетом координаты центра массы a, b, h (соответственно расстояния до передней, задней оси и до полотна дороги, $L = a + b$ – продольная база АТС и K_v – сопротивление воздушного потока) [2].

Значения нормальных реакций с учетом сказанного можно представить выражениями (3), где $\lambda_1 = b/L$; $\lambda_2 = a/L$ – коэффициенты распределения массы m на переднюю и заднюю оси.

Если записанное уравнение (2) представляет собой востребованное замедления $\dot{\vartheta}$, которое достигается при тормозных силах F_1 и F_2 на опорных осях, а в правой части возможные реализуемые силы по условиям сцепления на передней и задней осях с учетом нормальных реакций от дороги при том же востребованном замедлении $\dot{\vartheta}$, то это условие можно записать в виде следующего неравенства:

$$m\dot{\theta} - 2K_v\theta^2 - (\varphi + \psi)mg \leq 0$$

или, вводя обозначение $D = (\varphi + \psi)mg$, получим дифференциальное уравнение

$$m\dot{\theta} - 2K_v\theta^2 - D \leq 0.$$

Предварительно получаем его корни (формула (4)), где t_{cek} – продолжительность торможения, $\theta_0, \frac{M}{C}$ – начальная скорость при условии, что $0 \leq t \leq \frac{\theta_0}{\dot{\theta}}$, а затем выполняем решение дифференциального уравнения (4) методом разделения переменных. Последующий анализ показал, значительную сложность получения аналитического решения.

Однако при движении с большей начальной скоростью $\theta_0 > 30 \frac{M}{C}$ при частичном торможении сопротивление воздушного потока можно учесть, определяя его среднее эффективное значение за время торможения t от начальной скорости θ_0 до текущей величины $\theta(t)$ при $t = (\theta_0 - \theta(t))/\dot{\theta}$. Среднюю величину определим, как отношение результата интегрирования $F_W(t)$ за время t к той же продолжительности по формулам (5) и (6). После преобразований получим среднюю величину торможения по формуле (7). Например, при $K_v = 0,626 \frac{HC^2}{M^2}$; $\theta_0 = 30 \frac{M}{C}$; $\dot{\theta} = 0,3g \approx 3 \frac{M}{C^2}$; $t = 5$ с, получим

$$F_{CP} = 0,626 \left(900 - 30 \cdot 3 \cdot 5 + 3^2 \cdot \frac{25}{2} \right) = 525 \text{ Н.}$$

Выше показано, что эффективное торможение с замедлением $\dot{\theta}_{max}$ возможно при выполнении условий (2) и (3), т. е. при вполне определенном соотношении нормальных реакций, составляющих в сумме $R_1 + R_2 = mg$. Однако и при частичном торможении опорных колес передней и задней осей для получения замедления $\dot{\theta}$, тормозные моменты M_1 и M_2 необходимо задать пропорционально изменению нормальных реакций с учетом координаты центра массы по формуле (8). Тогда получим тормозные моменты на передней и задней осях по формулам (9).

Таким образом, следует организовать в приводе тормозной системы регулирование тормозных моментов в соотношении (см. табл. 1, формула (10)). Если пренебречь величиной $K_v\theta^2 \approx 0$, то получим соотношение по форму-

ле (11), т. е. учетом фактического замедления $\dot{\theta}$ и координаты центра массы a, b, h .

Рассмотрим численный пример для условия (торможение автомобиля ВАЗ 2109):

$$\varphi = 0,8; \psi = 0,01; L = 2,46 \text{ м;}$$

$$a = 1,18 \text{ м; } b = 1,28 \text{ м; } m = 1350 \text{ кг;}$$

$$H = 1,4 \text{ м; } B = 1,75 \text{ м; } r_k = 0,288 \text{ м.}$$

Максимальное замедление может составить: $\dot{\theta}_{max} = (\varphi + \psi)g = 7,95 \frac{M}{C^2}$ при суммар-

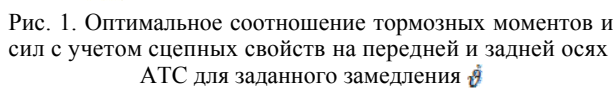
ном моменте: $M_z = M_1 + M_2 = \varphi_{max} mgr_k = 3055 \text{ Нм}$ и распределении его на переднюю ось $M_1 = 3055(0,52 + 0,8 \cdot 0,55/2,46) = 2136 \text{ Нм}$ и на заднюю ось

$$M_2 = 3055(0,48 - 0,8 \cdot 0,55/2,46) = 918 \text{ Нм.}$$

Покажем, что при ином соотношении тормозных моментов с той же суммой $M_z = 3055 \text{ Нм}$ получим меньшее замедление. Если, например, суммарный момент будет распределен поровну, т. е. $M_1 = M_2 = 3055/2 = 1527,5 \text{ Нм}$, потенциально возможно получение тормозных сил по осям $F_1 = F_2 = \frac{1527,5}{0,288} = 5304 \text{ Н}$. Динамиче-

ское распределение нормальных реакций было бы с учетом потенциально возможного замедления $R_1 = 9290 \text{ Н}$ и $R_2 = 3985 \text{ Н}$. Предельно возможные реализуемые тормозные силы примут значение: $F_{1n} = \varphi R_1 = 0,8 \cdot 9290 = 7432 \text{ Н}$ и $F_{2n} = \varphi R_2 = 0,8 \cdot 3985 = 3188 \text{ Н}$. Сопоставление с задаваемыми силами показывает, что на передней оси тормозное усилие $F_1 = 5304 < 7432 = F_{1n}$ может быть реализовано, а на задней оси будет реализовано только меньшее усилие $F_{2n} = 3188 \text{ Н}$, ограниченное сцеплением, вместо потенциально возможного $F_2 = 5304 \text{ Н}$. Тогда суммарная сила торможения будет: $F_\phi = 5304 + 3188 = 8493 \text{ Н}$, а замедление $\dot{\theta} = \frac{8493}{1340} = 6,3 \frac{M}{C^2}$, что по сравнению с максимальным составит $6,3 \cdot 100 \% / 7,95 \approx 79 \%$, т. е. меньше почти на 20 %.

На рис. 1 графически представлено востребованное соотношение тормозных моментов на передней и задней осях АТС, позволяющее получать наиболее эффективное торможение с реализацией полного фактического веса АТС без проявления потери сцепления колес с дорожным полотном.



$\lambda_1, \lambda_2, \lambda', \lambda''$ – коэффициенты распределения нормальных реакций от веса АТС mg на переднюю и заднюю оси в статике при $\dot{\vartheta}/g = 0$ и в динамике при $\dot{\vartheta}/g > 0$, $\dot{\vartheta}$ – замедление, φ –

Реализация распределения тормозных сил по осям АТС в соответствии с выражениями (11), позволит в ряде случаев отказаться от применения системы ABS, более сложной, дорогой в производстве и менее надежной по ряду параметров. Вместе с тем, при стендовой диагностике тормозной системы следует обеспечить условие перераспределения нормальных реакций с приближением к соотношению по формулам (10), (11). Только при этом условии можно реализовать максимальное замедление, минимальный тормозной путь при сохранении устойчивости движения без преждевременного заноса передней, задней осей или его одновременного проявления. При этом активная безопасность АТС будет реализована потенциально возможной для конкретных дорожных условий.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_c = F_W + F_1 + F_2 = (\psi + \varphi) * (R_1 + R_2) + F_W = (\psi + \varphi)mg \cos \alpha + K_v \vartheta^2$	Суммарное сопротивление движению АТС при торможении
2	$\dot{\vartheta}_{max} = \frac{(\varphi + \psi)(R_1 + R_2)K_v \vartheta^2}{m} = (\varphi + \psi)g \cos \alpha + \frac{K_v \vartheta^2}{m}$	Максимальное замедление при торможении
3	$R_1 = (\dot{\vartheta} - \psi g) \left(\lambda_1 + \frac{\vartheta h}{gL} \right) m - K_v \vartheta^2$ и $R_2 = (\dot{\vartheta} - \psi g) \left(\lambda_2 - \frac{\vartheta h}{gL} \right) m + K_v \vartheta^2$	Нормальные реакции на опорные колеса передней и задней оси
4	$\dot{\vartheta}_{1,z} = \frac{m + 2K_v \vartheta_0 t \pm \sqrt{(m + 2K_v \vartheta_0 t)^2 - 4K_v t^2 (K_v \vartheta_0^2 - mg(\psi + \varphi))}}{2K_v t^2}$	Дифференциальное уравнение для получения зависимости $\vartheta(t)$
5	$F_{CP} = \frac{1}{t} \int_0^t K_v (\vartheta_0 - \dot{\vartheta} t)^2 dt$	Средняя величина замедления за время торможения
6	$F_{CP} = K_v \left(\vartheta_0^2 - \vartheta_0 \dot{\vartheta} t + \dot{\vartheta}^2 \frac{t^2}{3} \right)$	Средняя величина замедления за время торможения
7	$\frac{M_1}{r_k} = m \dot{\vartheta} \left(\lambda_1 + \frac{\vartheta h}{gL} \right) - K_v \vartheta^2$, $\frac{M_2}{r_k} = m \dot{\vartheta} \left(\lambda_2 - \frac{\vartheta h}{gL} \right) + K_v \vartheta^2$	Промежуточные величины
8	$M_1 = \dot{\vartheta} m r_k \left(\lambda_1 + \frac{\vartheta h}{gL} \right)$, $M_2 = \dot{\vartheta} m r_k \left(\lambda_2 - \frac{\vartheta h}{gL} \right)$, $M_1 + M_2 = \dot{\vartheta} m r_k$	Востребованные тормозные моменты на передней и задней осях АТС
9	$\frac{M_1}{M_2} = \frac{(\dot{\vartheta} - \psi g)(\lambda_1 gL + \dot{\vartheta} h)m - K_v \vartheta^2}{(\dot{\vartheta} - \psi g)(\lambda_1 gL - \dot{\vartheta} h)m + K_v \vartheta^2}$	—
10	$\frac{M_1}{M_2} = \frac{b + \vartheta h/g}{a - \vartheta h/g} = \frac{g b + \vartheta h}{g a - \vartheta h}$	Соотношение тормозных моментов на осях АТС

На рис. 2 представлена востребованная и реализуемая тормозная сила на передней и задней осях АТС с ограничением по сцеплению.

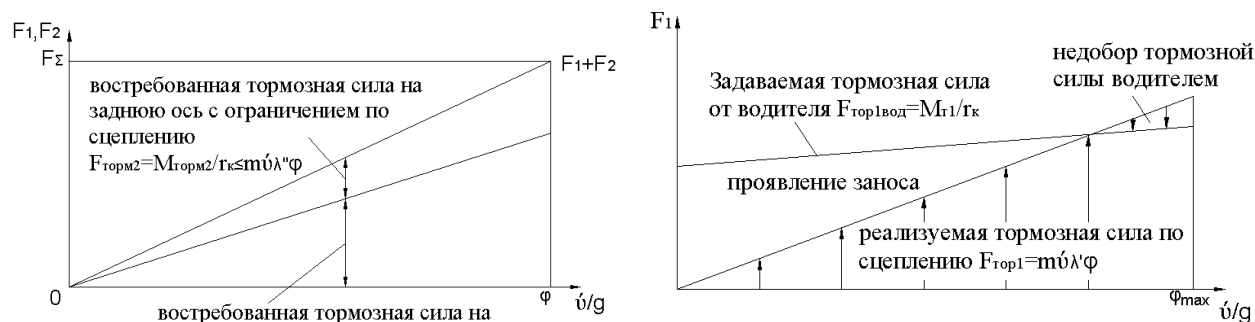


Рис. 2. Торможение автомобиля

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Антонов, Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.

2. Конструкция автомобиля. Шасси / под ред. А. А. Куранина. – М.: МАМИ, 2000. – 528 с.

3. Управляемость и активная безопасность автомобиля (водителю, механику, инженеру) / И. В. Ходес. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2010. – 140 с.

УДК 629.113:629.11.0128

К. В. Чернышов*, И. М. Рябов*, А. М. Ковалев**, Т. М. Расулов**

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ОДНООПОРНОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО УСТАНОВЛЕННЫМ ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ

*Волгоградский государственный технический университет

**Махачкалинский филиал МАДИ

(e-mail: tera@vstu.ru, tamerlan68@rambler.ru)

В статье разработана математическая модель одноопорной трехмассовой колебательной системы, эквивалентной подвеске автомобиля с последовательно установленным динамическим гасителем, приведены результаты расчета и анализ виброзащитных свойств.

Ключевые слова: математическая модель, колебательная система, подвеска, виброзащитные свойства, динамический гаситель.

In article the mathematical model of the one-basic three-mass oscillatory system equivalent to a suspension bracket of the car with consistently established dynamic damper is developed, results of calculation and the analysis of vibroprotective properties are resulted.

Keywords: mathematical model, oscillatory system, suspension, vibroprotective properties, dynamic damper.

Известно, что динамические гасители являются эффективным средством улучшения виброзащитных свойств систем поддрессоривания [1]. На автомобиле динамический гаситель рекомендуется устанавливать на неподрессоренной части таким образом, чтобы его подвеска работала параллельно с подвеской кузова [2]. При этом динамический гаситель не имеет непосредственной упругодемпфирующей связи с кузовом (рис. 1, а).

Результаты исследования такого динамического гасителя приведены в работах [2–5], а вариант конструкции – в работе [6].

Существенным недостатком динамического гасителя параллельной структуры является необходимость введения в подвеску каждого колеса дополнительной массы (на рис. 1, а – масса m_2), которая составляет от 10 до 25 % от неподрессоренной массы и, таким образом, увеличивает общую массу транспортного средства. Поэтому представляет интерес рассмотрение структуры, в которой в качестве динамического гасителя выступают существующие элементы подвески. Такая структура может быть получена разделением неподрессоренной массы с последующим соединением частей упругодемп-

фирующими связями. Это приводит к колебательной системе с последовательно установленным динамическим гасителем, схема которой представлена на рис. 1, б. На этом рисунке масса динамического гасителя обозначена m_2 .

Проведем предварительное теоретическое исследование такой системы в линейной постановке с целью выявления ее виброзащитных свойств по сравнению с классической двухмассовой колебательной системой.

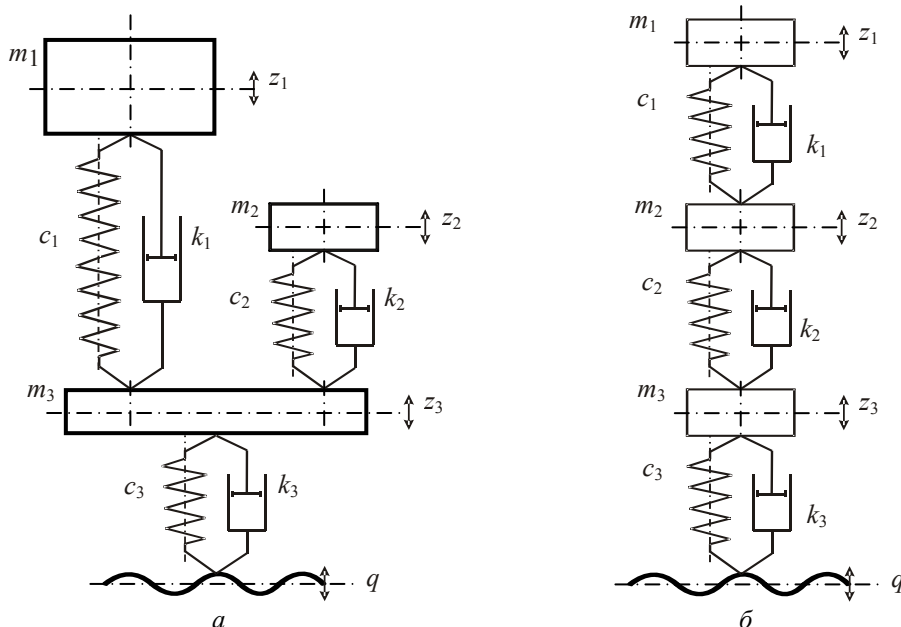


Рис. 1. Схемы одноопорных трехмассовых колебательных систем с динамическим гасителем, установленным: а – параллельно, б – последовательно: m_1 , m_2 и m_3 – массы кузова и динамического гасителя и неподдрессоренная масса соответственно; c_1 , c_2 и c_3 – жесткости упругих элементов кузова, динамического гасителя и шины; k_1 , k_2 и k_3 – коэффициенты демпфирования амортизаторов кузова и динамического гасителя, а также шины соответственно; z_1 , z_2 и z_3 – перемещения массы кузова, динамического гасителя и неподдрессоренной массы; q – кинематическое возмущение со стороны профиля дороги

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 1, б, уравнения динамики

системы с последовательно установленным динамическим гасителем имеют следующий вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2(z_2 - z_3) - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1(z_1 - z_2) = 0 \\ m_3 \ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3(z_3 - q) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_2(z_2 - z_3) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Разделим первое второе и третье уравнения на m_1 , m_2 и m_3 соответственно:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \frac{k_1}{m_1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \frac{c_1}{m_1}(z_1 - z_2) = 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{k_2}{m_2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \frac{c_2}{m_2}(z_2 - z_3) - \frac{k_1}{m_2}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \frac{c_1}{m_2}(z_1 - z_2) = 0 \\ \ddot{z}_3 + \frac{k_3}{m_3}(\dot{z}_3 - \dot{q}) + \frac{c_3}{m_3}(z_3 - q) - \frac{k_2}{m_3}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \frac{c_2}{m_3}(z_2 - z_3) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Введем следующие обозначения и понятия:

$\mu_1 = \frac{m_1}{m_2}$, $\mu_2 = \frac{m_2}{m_3}$ – относительные массы,

$\frac{k_1}{m_1} = 2h_1$, $\frac{k_2}{m_2} = 2h_2$, $\frac{k_3}{m_3} = 2h_3$ – удвоенные

фрактальные коэффициенты относительных сопротивлений соответствующих демпферов и

шины, $\frac{c_1}{m_1} = \omega_{01}^2$, $\frac{c_2}{m_2} = \omega_{02}^2$, $\frac{c_3}{m_3} = \omega_{03}^2$ – квадраты фрактальных собственных частот колебаний соответствующих масс.

С учетом этих обозначений получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + \omega_{01}^2(z_1 - z_2) = 0 \\ \ddot{z}_2 + 2h_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \omega_{02}^2(z_2 - z_3) - 2h_1\mu_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \omega_{01}^2\mu_1(z_1 - z_2) = 0 \\ \ddot{z}_3 + 2h_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + \omega_{03}^2(z_3 - q) - 2h_2\mu_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \omega_{02}^2\mu_2(z_2 - z_3) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Преобразуем эту систему уравнений и приведем ее к единому уравнению, описывающему динамику движения массы кузова

m_1 . В результате преобразований приходим к дифференциальному уравнению 6-го порядка:

$$\begin{aligned} & z_1^{(6)} + (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)z_1^{(5)} + \\ & + (2h_12h_2 + 2h_22h_3 + 2h_12h_3 + 2h_12h_3\mu_1 + 2h_12h_2\mu_2 + 2h_1\mu_12h_2\mu_2 + \\ & + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \omega_{02}^2\mu_2)z_1^{(4)} + \\ & + (2h_1\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2 + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_1\mu_2 + \\ & + 2h_2\omega_{01}^2\mu_1\mu_2 + 2h_1\omega_{03}^2\mu_1 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_3\omega_{01}^2\mu_1 + 2h_12h_22h_3)z_1^{(3)} + \\ & + (2h_12h_2\omega_{03}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + 2h_22h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \\ & + \omega_{01}^2\omega_{03}^2\mu_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2 + \omega_{01}^2\mu_1\omega_{02}^2\mu_2)\ddot{z}_1 + \\ & + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\dot{z}_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 z_1 = \\ & = 2h_12h_22h_3\ddot{q} + (2h_22h_3\omega_{01}^2 + 2h_12h_3\omega_{02}^2 + 2h_12h_2\omega_{03}^2)\dot{q} + \\ & + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)q + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 q. \end{aligned} \quad (4)$$

Получено частное решение этого неоднородного дифференциального уравнения, характеризующее вынужденные колебания массы

кузова при движении по синусоидальному профилю $q = q_0 \sin \omega t$.

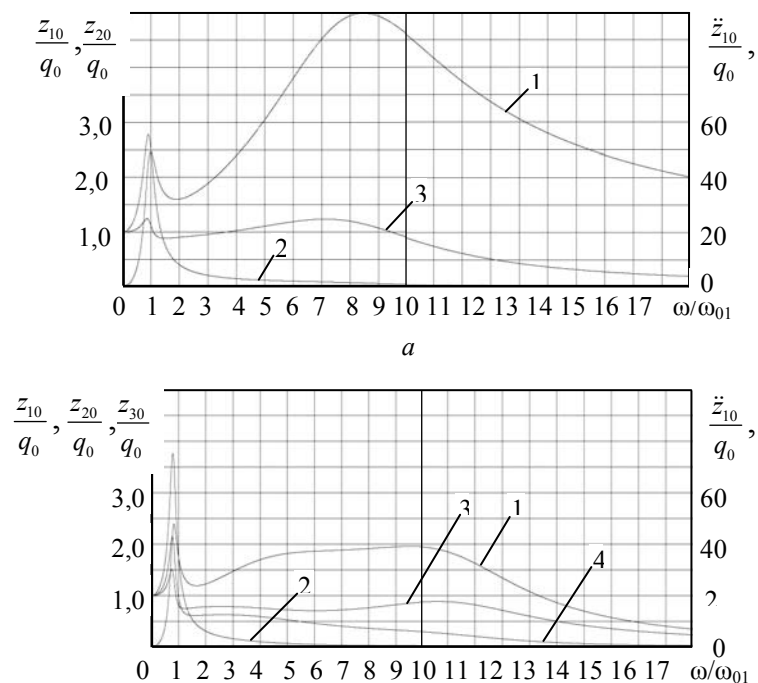


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики:

a – классической двухмассовой при $\mu = 10$ и трехмассовой колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем; b – при $\mu_1 = 10$, $\mu_2 = 2$: 1 – АЧХ ускорений массы кузова, 2, 3 и 4 – коэффициенты динамичности массы кузова, неподдрессоренной массы и динамического гасителя соответственно

Аналогично были определены законы колебаний динамического гасителя (масса m_2), и неподдрессоренной массы m_3 .

Для сравнительной оценки виброзащитных свойств построены амплитудно-частотные характеристики классической двухмассовой (рис. 2, а) и трехмассовой колебательной системы с последовательно установленным динамическим гасителем (рис. 2, б).

Сравнение графиков 2, а и 2, б показывает, что вертикальные ускорения массы кузова (кривые 1) системы с динамическим гасителем по сравнению с классической подвеской в области рабочих частот вообще существенно ниже: примерно в 2,5 раза в зоне высокочастотного резонанса и до 6 раз – при более высоких частотах. В узкой зоне низкочастотного резонанса наблюдается некоторое повышение ускорений. Кроме того, следует отметить существенное снижение амплитуды колебаний массы кузова (кривые 2) и неподдрессоренной массы (кривые 3) в зоне высокочастотного резонанса, что положительно влияет на управляемость и устойчивость автомобиля. При этом амплитуды перемещений динамического гасителя (кривая 4) значительно меньше, чем амплитуды перемещений неподдрессоренных масс (кривая 3). Таким образом, виброзащитные свойства системы с последовательно установленным динамическим гасителем в широком диапазоне рабочих частот значительно превосходят аналогичные свойства классической двухмассовой колебательной системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Корнев, Б. Г. Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения / Б. Г. Корнев, Л. М. Резников. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 304 с.
2. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров, Л. В. Афанасьев, В. С. Васильев [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 535 с.
3. Рябов, И. М. Теоретическое исследование виброзащитных свойств подвески с динамическим гасителем колес при движении автомобиля по случайному профилю / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 76–80. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
4. Рябов, И. М. Потенциальные виброзащитные свойства подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колес / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 12. – С. 13–16.
5. Рябов, И. М. Выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учетом изменения жесткости шины в процессе эксплуатации / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев // Грузовик&. – М. : Машиностроение, 2011. – № 3. – С. 2–5.
6. Пат. 97784 РФ, МПК F 16 F 7/09. Динамический гаситель колебаний / Рябов И. М., Чернышов К. В., Ковалев А. М.; ВолгГТУ. – 2010.
7. Рябов, И. М. Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10(70). – С. 80–82. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
8. Рябов, И. М. Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10(70). – С. 83–86. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

УДК 629.11-585

В. В. Шеховцов, Н. С. Соколов-Добрев, И. А. Иванов, А. В. Калмыков

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ УЧАСТКОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТРАКТОРА ЧЕТРА 6С-315

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ts@vstu.ru)

В работе выполнено исследование характера динамической нагруженности участков трансмиссии от крутильных колебаний, возникающих и распространяющихся по валопроводу при перематывании звенчатой гусеницы.

Ключевые слова: динамическая нагруженность, силовая передача, динамическая модель, крутильные колебания, гусеничный трактор.

The research of the nature of transmission sections' dynamic loading by torsional vibrations, that arise and spread on the shafting, when the linked track rewinds, is carried out.

Keywords: dynamic load, power train, dynamic model, torsional vibration, caterpillar tractor.

Крутящий момент на участках силовой передачи можно представить в виде суммы квазистатической и динамической составляющих [1]. Величина статической составляющей в каждый

момент времени определяется моментом двигателя и условиями взаимодействия движителя и рабочих органов с грунтом. Динамическая составляющая вызвана неравномерностью дейст-

вия этих же нагрузок и определяется с помощью коэффициента динамичности k_d , который находится из соотношения

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M}, \quad (1)$$

где M – статический момент, M_{\max} – максимальный динамический момент на участке [2].

Для выполнения расчетных исследований динамической нагруженности основных узлов силовой передачи в условиях эксплуатации на кафедре «Автомобиле- и тракторостроение» ВолгГТУ создана динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора Четра 6С–315 [3]. Модель включает в себя 98 сосредоточенных масс с упругими и фрикционными связями.

При использовании программного комплекса *Matlab* [4] выполнены расчетные исследования, во время которых для задания нагружающих воздействий использовалась база данных крутящих моментов на ведущем колесе при основных скоростях движения, определялись средние значения статической составляющей нагружающих моментов и коэффициенты динамичности нагрузок на участках силовой цепи.

Для выполнения исследований приняты следующие допущения: а) частота вращения двигателя не меняется при изменении внешних нагрузок; б) крюковая нагрузка постоянна по величине и в процессе моделирования не изменяется; в) трактор движется равномерно, прямолинейно, по ровной поверхности, продольно-угловые, вертикальные и другие колебания остова отсутствуют; г) частота изменения момента сопротивления на ведущем колесе пропорциональна заданной скорости.

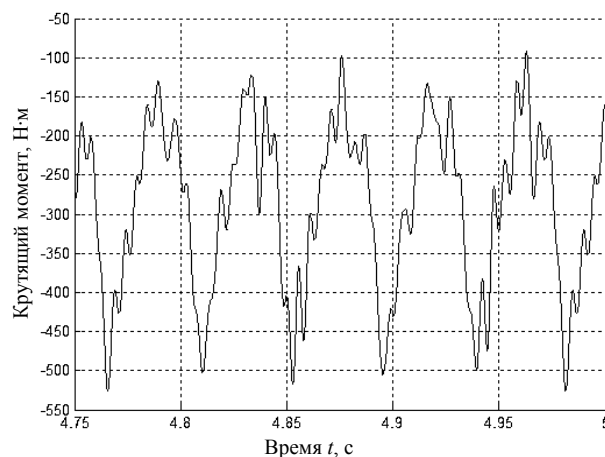


Рис. 1. Осциллограмма момента на участке 22 (конечная передача) при скорости движения $V = 3,5$ м/с с крюковой нагрузкой $F_{кр} = 48$ кН

Исследования выполнены для всего диапазона расчетных крюковых нагрузок (0–80 кН) с шагом 4 кН и для всего диапазона расчетных скоростей движения (1,0–9,5 м/с) с шагом 0,5 м/с. В результате получен комплект осциллограмм упругих моментов на участках силовой цепи, передающих крутящий момент. Одна из наиболее характерных осциллограмм приведена на рис. 1. Примеры распределения значений коэффициента динамичности и среднего статического момента по участкам на отдельно взятом режиме показаны на рис. 2 и 3.

Результаты расчетов позволили получить комплект трехмерных диаграмм, содержащих полную информацию о динамической (рис. 4) и средней статической нагруженности участков силовой передачи на основных эксплуатационных режимах работы.

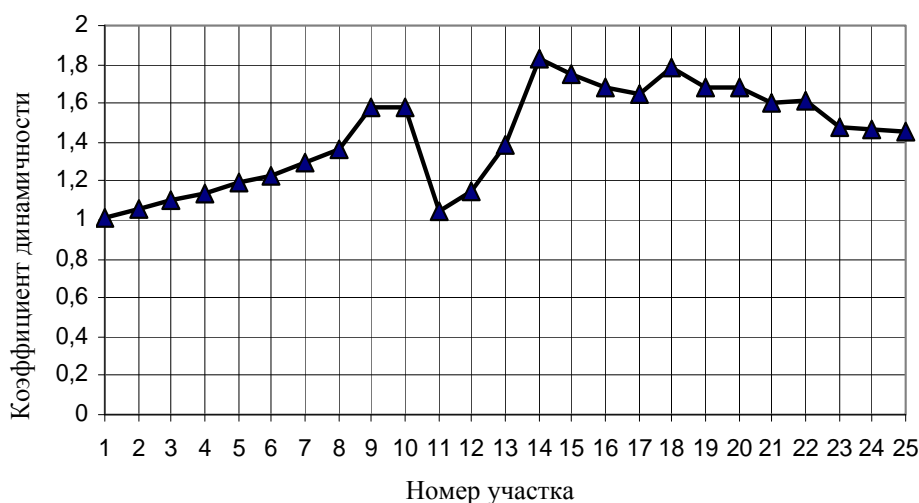


Рис. 2. Значения коэффициентов динамичности на участках при скорости движения $V = 3,5$ м/с с крюковой нагрузкой $F_{кр} = 80$ кН

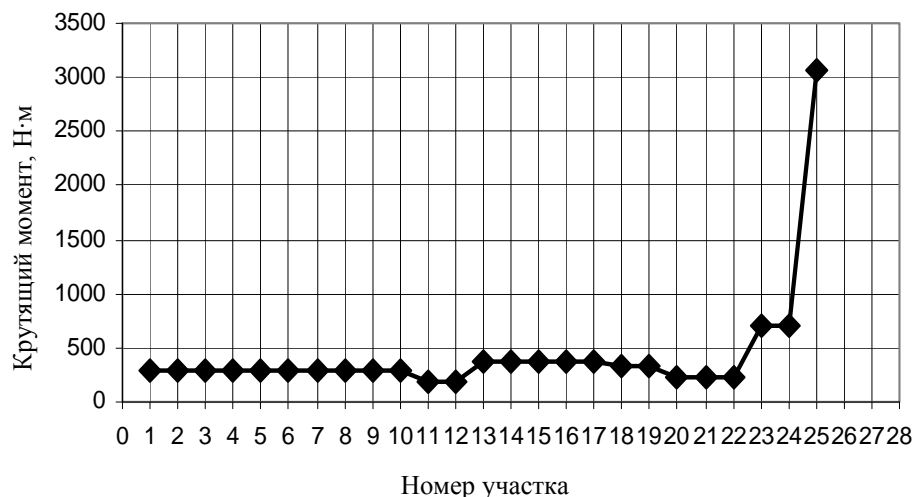


Рис. 3. Значения среднего момента сил упругости на участках при скорости движения $V=3,5$ м/с с крюковой нагрузкой $F_{кр}=80$ кН

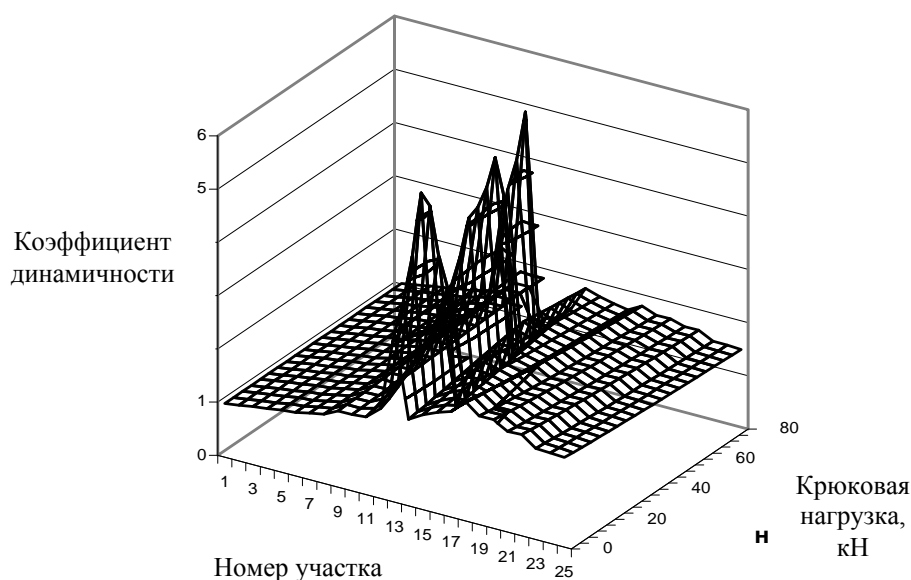


Рис. 4. Значения коэффициентов динамичности моментов на участках при скорости движения трактора $V = 3,5$ м/с

На полученных диаграммах отчетливо проявляются локальные максимумы значений коэффициентов динамичности на отдельных режимах нагружения. Самые высокие значения коэффициентов чаще проявляются на режимах с минимальной крюковой нагрузкой. Это объясняется тем, что на них максимальные значения динамических моментов, возникающих при крутильных колебаниях, во много раз превышают передаваемый момент, величина которого мала при малой крюковой нагрузке.

Локальные максимумы коэффициентов динамичности имеют место также на режимах со значительной крюковой нагрузкой. Рост моментов на этих участках происходит из-за

сближения значения одной из собственных частот системы со значением частоты одного из возмущающих воздействий. При этом максимальные амплитуды колебаний имеют массы, парциальные частоты колебаний которых наиболее близки к частотам возбуждающих воздействий. Высокая динамическая нагруженность этих участков приводит к тому, что материал деталей подвержен накоплению усталостных повреждений, приводящих к отказам в работе и выходу из строя.

На рис. 4 приведена диаграмма построенной для скорости движения $V = 3,5$ м/с, на которой трактор выполняет одну из основных сельскохозяйственных операций, пахоту. Из

диаграммы видно, что при малых нагрузках (от 0 до 20 кН) максимальные коэффициенты динамичности (от 2,9 до 4,0) имеют место на участках 11, 12 и 13 (промежуточный вал КПП, зубчатое зацепление и пакет пластин многодисковой муфты выходного вала КПП). При увеличении крюковой нагрузки коэффициенты динамичности этих узлов растут и при $P_{кр} = 24$ кН достигают значения 4,9 и выше. При этом участок валопровода от двигателя до коробки передач остается практически не нагруженным дополнительным динамическим моментом, величина коэффициентов динамичности на нем не выходит за предел 1,2.

Близкие к источнику возбуждения участки трансмиссии от ведущего колеса до главной передачи также равномерно нагружены дополнительным моментом, вызванным крутильными колебаниями. Коэффициенты динамичности во всем диапазоне крюковых нагрузок не превышают 1,6–1,7, причем их максимальные значения имеют место при движении трактора с максимальной нагрузкой.

Увеличение крюковой нагрузки до 52 кН приводит к плавному увеличению нагруженности всего валопровода на 2–4 % за исключением 11, 12 и 14 участков (промежуточный вал КПП, зубчатое зацепление, выходной вал КПП), их динамическая нагруженность продолжает возрастать значительно и при $P_{кр} = 56$ кН коэффициент динамичности достигает значений 4,8–5,0. Дальнейшее увеличение крюковой нагрузки вызывает увеличение динамической нагруженности только 11 участка, при этом нагруженность остальных начинает снижаться.

Выводы

1. Выполнено исследование характера динамической нагруженности участков силовой передачи от крутильных колебаний, возникающих и распространяющихся по валопроводу в результате неравномерности действия комплекса формирующихся во время движения в ходовой части и гусеничном движителе кинематических и динамических возмущений.

2. Получен комплект трехмерных диаграмм, содержащих полную информацию о характере изменения максимальной динамической и средней нагруженности участков силовой цепи на основных эксплуатационных режимах работы трактора. Анализ диаграмм показал, что при движении трактора со скоростями основного рабочего диапазона наибольшие динамические нагрузки испытывают детали коробки перемены передач.

3. Предложенный метод исследований и созданные модели позволяют осуществлять оценку условий работы деталей и узлов силовой цепи трактора при действии комплекса эксплуатационных нагрузок. Они позволяют по результатам исследования вносить корректировки в конструкцию, уточнять проектные расчеты деталей и узлов, а также формировать рекомендации по конструктивным мероприятиям с целью уменьшения динамической нагруженности силовой передачи в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Солитерман, Ю. Л. Прогнозирование надежности деталей и агрегатов трансмиссий самоходных машин. Обзорная информация / Ю. Л. Солитерман, Н. Б. Славина. – Минск БелНИИТИ, 1992.
2. Солдаткин, М. Т. Проектирование и расчет зубчатых колес. Нормаль для автомобильной и тракторной промышленности / М. Т. Солдаткин, М. С. Высоцкий, И. И. Дронг, Б. Б. Кашуба. – Минск, 1965.
3. Динамическая модель силовой передачи гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 6 / Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, И. А. Иванов, М. В. Ляшенко // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 92–96. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
4. <http://matlab.exponenta.ru/> – консультационный центр MATLAB компании Softline.
5. Влияние колебаний корпусных деталей на нагруженность участков силовой цепи / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, Вл. П. Шевчук, М. В. Ляшенко // Техника машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 23–35.
6. Влияние колебаний корпусных деталей на опорах на нагруженность участков силовой передачи трактора / З. А. Годжаев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Н. С. Соколов-Добрев, Вл. П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – № 1. – С. 19–27.
7. Динамическая модель силовой передачи гусеничного трактора с реактивными звеньями / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 11. – С. 23–28.
8. Влияние жесткости связи корпусных деталей трансмиссии с рамой на нагруженность силовой передачи / З. А. Годжаев, Н. С. Соколов-Добрев, В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко, Вл. П. Шевчук // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 10. – С. 31–35.
9. Снижение нагруженности трансмиссии трактора ВТ-100 от воздействия гусеничного движителя / В. В. Шеховцов, Вл. П. Шевчук, С. В. Зленко, И. А. Долгов, В. В. Косенко, А. О. Куликов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004. – № 2. – С. 27–29.
10. Шеховцов, В. В. Оптимизация динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Техника машиностроения. – 2005. – № 1. – С. 65–73.

УДК 629.113

Г. А. Чернова, Д. А. Майков, А. В. Попов

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОБУСА «ВОЛЖАНИН»

Волжский политехнический институт (филиал) ВолгГТУ

(e-mail: vat@volpi.ru)

Проведена оценка прочности карданной передачи автобусов «Волжанин» и даны рекомендации по устранению причин неисправностей.

Ключевые слова: автобус, карданная передача, неисправность, пробег.

Performance measurement of cardan drive of autobuses «Volzhanin» was made. Defect cause removal recommendations were given.

Keywords: bus, driveline, defect, mileage.

На автобусе «Волжанин – 627006» устанавливаются карданные передачи, устройство которых представлено на рис. 1.

Карданная передача состоит из трех карданных валов, соединенных через дополнительный вильчатый фланец и дополнительную промежуточную опору.

Автобусы «Волжанин – 627006» эксплуатируются в муниципальном унитарном предприятии ВАК-1732 на городских пассажирских перевозках. С 2006 по 2009 годы 16 автобусов модели «Волжанин – 6270» и ее модификаций сошли с линии 29 раз с неисправностью карданной передачи.

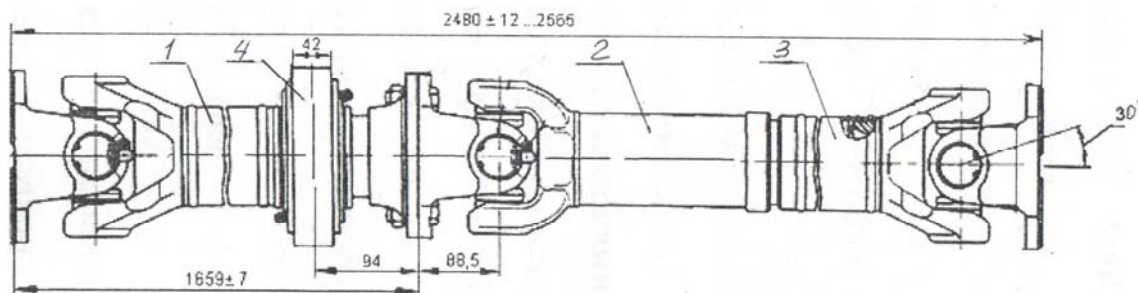


Рис. 1. Карданная передача автобуса Волжанин- 627006 (двигатель Дойц, мост ZF):
1, 2, 3 – карданные валы, 4 – промежуточная опора

Количество сходов представлено на рис. 2.

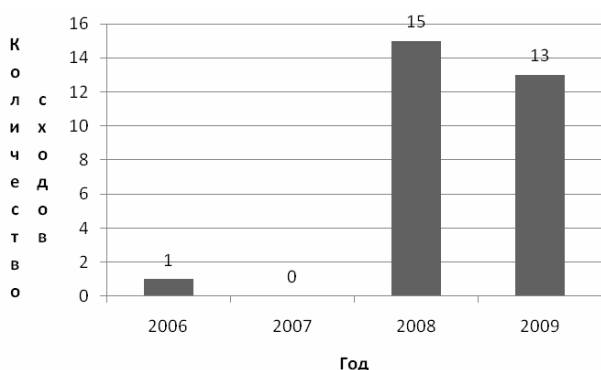


Рис. 2. Количество сходов с неисправностью карданной передачи по годам для автобуса модели «Волжанин-6270» и ее модификаций

Основные неисправности карданной передачи:

- выработка шлицев;
- срез болтов крепления фланцев;
- люфт передней и задней крестовин;

- вибрация карданного вала;
- обрыв карданного вала;
- износ деталей подвесной опоры.

В связи со сложившейся ситуацией специалистами немецкой фирмы Elbe проведены проверки по сборке и работоспособности карданных передач, но нарушений по требованиям эксплуатации не выявлено. Тем не менее, вибрация существует.

Проведен расчет деталей карданной передачи на прочность. Исходные данные для расчета представлены в табл. 1.

Порядок расчета карданной передачи:

1. Устанавливаются расчетный и нагрузочные режимы.
2. Определяется критическое число оборотов карданного вала.
3. Определяется максимальное напряжение кручения и угол закручивания карданного вала.
4. Определяется осевая сила, действующая на карданный вал.

5. Рассчитывается на прочность крестовина карданного вала.

6. Определяются допустимые усилия, действующие на игольчатый подшипник.

7. Рассчитывается на прочность вилка карданного вала.

Результаты расчета сведены в табл. 2.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Параметры	Обозначение	Единица измерения	Величина
1. Максимальный крутящий момент	M_{emax}	Н·м	1050
2. Частота вращения коленчатого вала двигателя при M_{emax}	n_{emax}	мин ⁻¹	1400
3. Передаточное число КПП на 1ой передаче	i_l	--	3,43
4. Наружный диаметр карданного вала	D	м	0,094
5. Внутренний диаметр карданного вала	d	м	0,086
6. Коэффициент динамичности	K_d	--	2,5
7. Длина карданного вала	l	м	2,565
8. Диаметр шлицев по выступам	$D_{\text{ш}}$	м	0,065
9. Диаметр шлицев по впадинам	$d_{\text{ш}}$	м	0,056

Таблица 2

Результаты расчета карданной передачи

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Полученное значение	Рекомендуемое значение
1. Критическое число оборотов карданного вала	$n_{\text{кр}}$	мин ⁻¹	2875	3000
2. Напряжение кручения карданного вала	$\tau_{\text{кр}}$	МПа	184,5	$\leq 100 \dots 300$
3. Угол закручивания	θ	град	6,79	7...8° на 1м длины вала
4. Напряжение смещения шлицев	$\sigma_{\text{смш}}$	МПа	15,82	$\leq 15 \dots 20$ МПа
5. Напряжение среза шлицев	$\tau_{\text{срш}}$	МПа	22,34	$\leq 25 \dots 30$ МПа
6. Сила, действующая на шип крестовины	F	Н	28583	–
7. Напряжение смещения шипа крестовины	$\sigma_{\text{см}}$	МПа	20,2	≤ 80
8. Напряжение изгиба шипа крестовины	$\sigma_{\text{иш}}$	МПа	50,3	≤ 350
9. Напряжение среза	$\tau_{\text{ср}}$	МПа	18	$\leq 60 \dots 180$
10. Напряжение растяжения	$\sigma_{\text{р}}$	МПа	9,0	$\leq 100 \dots 150$
11. Напряжение изгиба вилки шарнира	$\sigma_{\text{и}}$	МПа	25,4 65,33	$\leq 60 \dots 80$
12. Напряжение кручения вилки	$\tau_{\text{к}}$	МПа	2,26 5,8	$\leq 120 \dots 150$
13. Допустимая максимальная сила, действующая на иголки	F_{gmax}	Н	31865	$> F = 28600$
14. Осевая сила: – при хорошей смазке – при плохой смазке – при заедании	Q	Н	5953 17859 53576	– – –

Нагрузочный режим

На карданные валы действует крутящий момент, передаваемый от коробки передач, и осевые силы, возникающие при колебаниях ведущего моста на рессорах. Проверочный расчет на прочность карданной передачи проводится по максимальному крутящему моменту двигателя M_{emax}

при движении автобуса на первой передаче КПП при максимальной частоте вращения коленчатого вала с учетом динамического нагружения.

Разработаны алгоритмы расчета на прочность основных деталей карданной передачи, приведенные на рис. 3 и 4 и электронная программа для расчета в EXCEL.

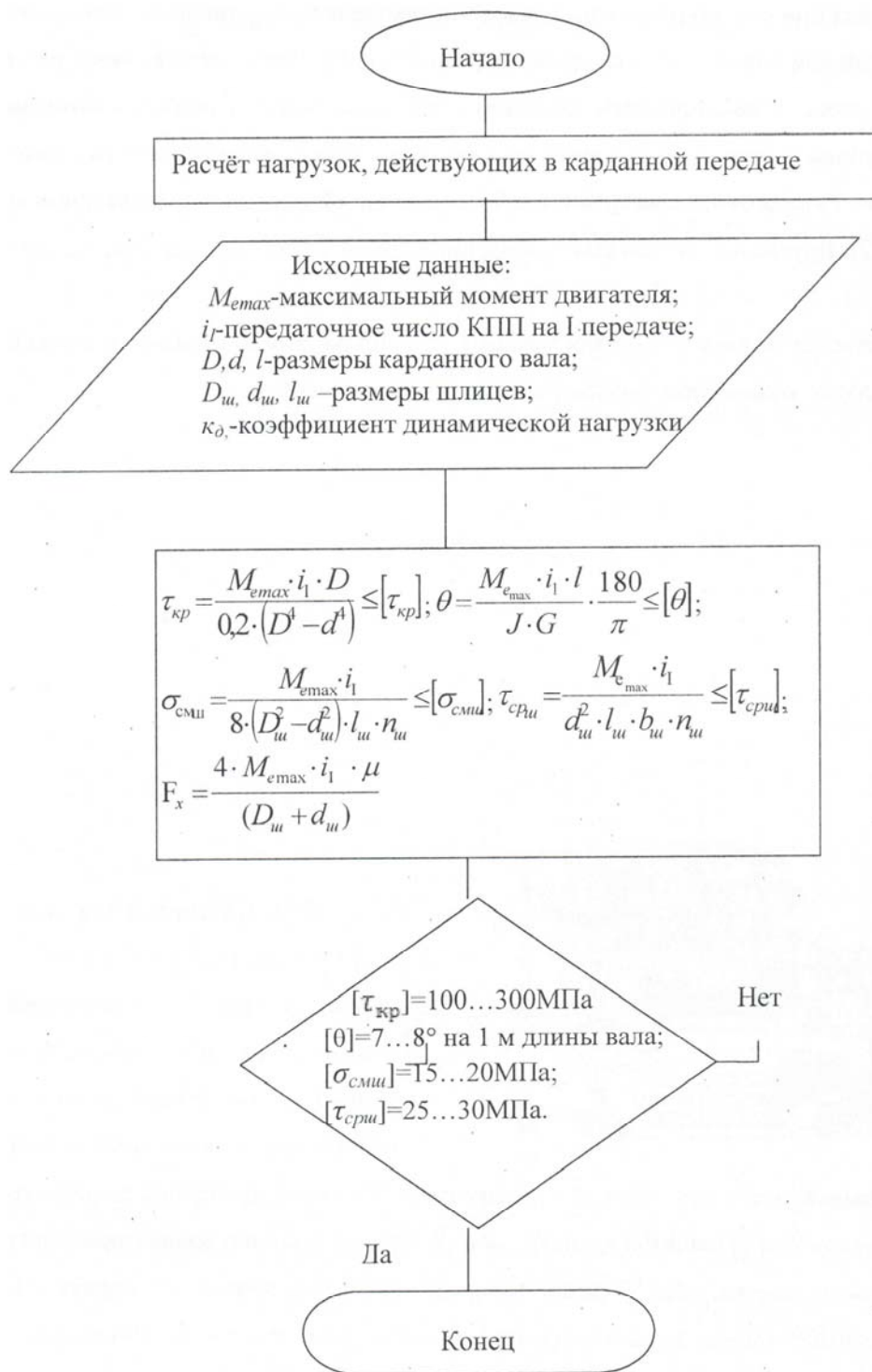


Рис. 3. Алгоритм расчета расчетных нагрузок, действующих в карданной передаче

Расчеты показывают, что прочность карданной передачи обеспечивается.

Оценка работоспособности карданной передачи автобусов «Волжанин» в эксплуатационных условиях на основе выборки сходов автобусов с ремонтом карданной передачи и пробегов между сходами показала, что основными

неисправностями карданной передачи являются ослабление крепления и обрыв болтов карданного вала (47 случаев для модели 5270), по вышенный износ в шарнирных соединениях (99 случаев для 5270, 18 для 6270) и шлицевом соединении (9 случаев для 5270), нарушение балансировки вала (45 случаев для 5270, 6 для

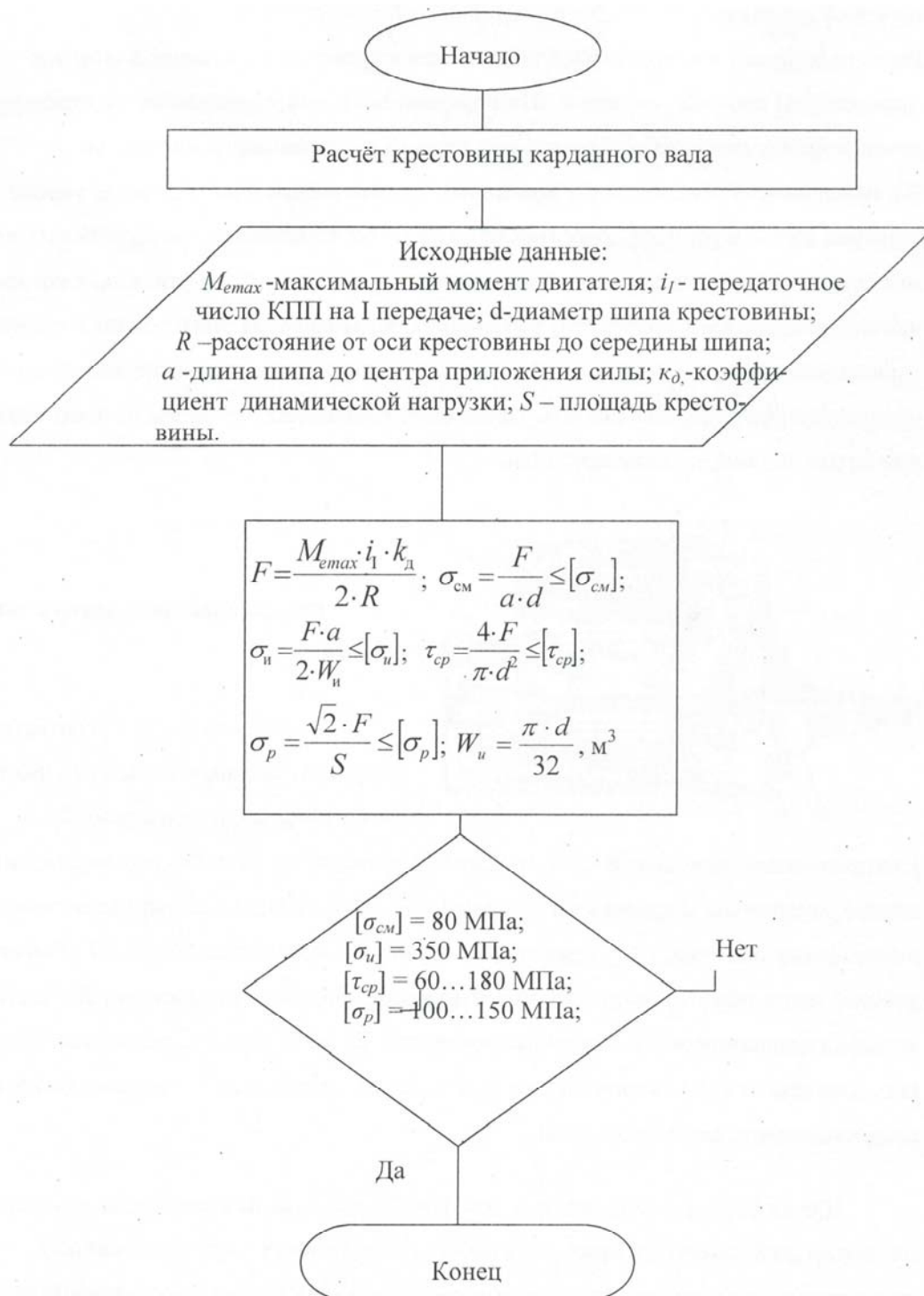


Рис. 4. Алгоритм расчета крестовины карданной передачи

6270), скручивание трубы карданного вала (2 случая для 5270), обрыв подвесного подшипника (4 случая для 6270). Опыт эксплуатации автобусов и грузовых автомобилей показывает, что карданная передача без поломок может работать до капитального ремонта 250000 км, и при этом распределение пробегов

до сходов должно подчиняться нормальному закону. Исследование показало, что большинство сходов происходит при пробегах между ремонтом от 0 до 2500 км, а распределение пробегов имеет экспоненциальный закон по фактическим пробегам и эрланговский закон по теоретическим (рис. 5).

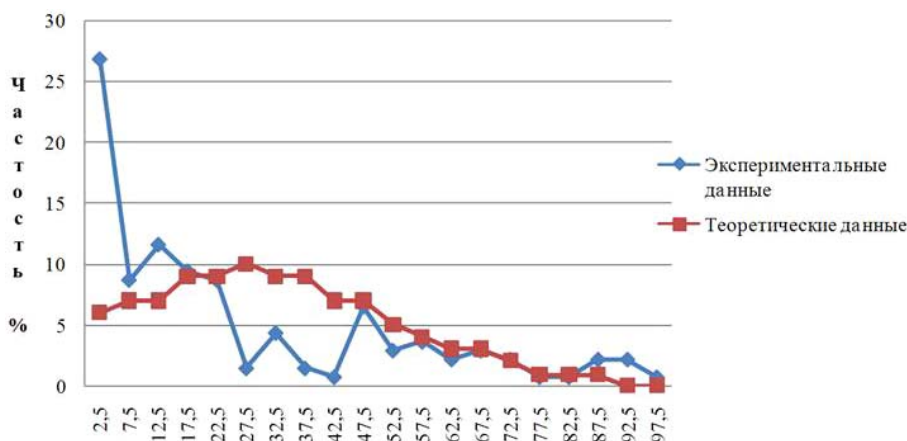


Рис. 5. График распределения пробегов автобусов «Волжанин» до сходов с неисправностью карданной передачи

Экспоненциальное распределение пробегов до сходов с неисправностями карданной передачи свидетельствует о возможных нарушениях при конструировании, технологии сборки и ремонта, эксплуатации. Для карданных передач должны использоваться болты с классом прочности не ниже 10.9. Однако в эксплуатирующей организации применяются болты класса прочности 8.8. При ремонте в пассажирской автоколонне и при сборке автобусов на производстве балансировка карданной передачи не производится, из-за отсутствия станков. При ремонте и сборке не применяются динамометрические ключи для затяжки болтовых соединений карданной передачи. Для фиксации болтовых соединений на автобусном производстве применяется фиксатор резьбы «Loctite». После ремонта в автоколонне вместо фиксатора резьбы устанавливаются пружинные шайбы низкого качества, которые в условиях динамической нагрузки теряют свои свойства, что приводит к обрыву болтов.

Перечисленные нарушения при установке на производстве и при ремонте в автоколонне являются основными причинами низкой экс-

плуатационной надежности карданных передач. Производителю и эксплуатирующей организации рекомендовано наладить применение динамометрических ключей, болтов класса 10.9, производить балансировку карданной передачи, использовать при ремонте резьбовой фиксатор «Loctite».

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гмурман, В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1972. – 368 с.
2. Кулько, П. А. Основы научных исследований: учеб. пособие / П. А. Кулько; ВолгГТУ. – Волгоград, 2005. – 129 с.
3. Чернова, Г. А. Оценка работоспособности карданной передачи автобусов «Волжанин» в эксплуатационных условиях / Г. А. Чернова, Ю. И. Моисеев, А. В. Попов, М. В. Власова // Естественные и технические науки. – № 5. – 2010. – С. 573–574.
4. Чернова, Г. А. Исследование причин преждевременного выхода из строя карданных передач автобусов «Волжанин» / Г. А. Чернова, А. В. Попов // Материалы I Международной научно-практической конференции «Современная наука: теория и практика». – Том первый: Естественные и технические науки / СевКавГТУ/. – 2010. – С. 326–329.

ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК И БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 656.132.072

А. С. Давиденко, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина, О. В. Устинова*

СООТВЕТСТВИЕ ТИПА И КОЛИЧЕСТВА АВТОБУСОВ ПАССАЖИРОПОТОКУ НА ОСНОВНЫХ МАРШРУТАХ Г. ВОЛГОГРАДА

**ЗАО ИКФ-Сервис*

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru)

Приведены результаты исследования по определению соответствия типа и количества единиц подвижного состава городского пассажирского общественного транспорта существующим потребностям пассажиров в перевозках.

Ключевые слова: пассажиры, городской транспорт, подвижной состав.

The results of research on the determination of the number of units of a rolling stock of passenger public transport existing needs of the passengers in the carriage.

Keywords: passengers, urban transport, rolling stock.

Город Волгоград является крупным промышленным и культурным центром юга России. Это один из самых длинных городов в мире, протянувшийся более чем на 90 км вдоль берега реки Волги. Территория города разделена на 8 административных районов, население которых обслуживают следующие виды городского общественного транспорта: троллейбусы, трамваи, маршрутные такси, автобусы и электропоезда.

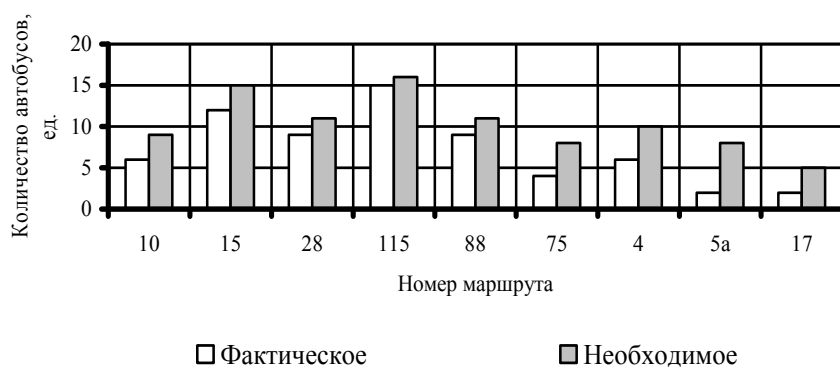
Специфика транспортной сети города Волгограда – наличие двух главных магистралей, протянувшихся вдоль города на большое расстояние, приводит к тому, что большинство маршрутов городского пассажирского транспорта сосредоточены на одних и тех же участках дорожной сети. Это приводит к заторам на дорогах, увеличению выбросов вредных веществ и усилению акустической нагрузки на окружающую среду. Наполнение подвижного состава, интервалы его движения, затраты времени на трудовые передвижения у большей части населения города, особенно в час пик, становятся выше нормативных, что вызывает значительную транспортную усталость и снижают уровень транспортного обслуживания жителей города.

Оценка работы городского автобусного парка на основных городских маршрутах и соответствия существующего типа и количества подвижного состава требуемому для качественного осуществления городских пассажирских перевозок была осуществлена с помощью соответствующего обследования. Обследование проводилось счетно-табличным методом учетчиками, которые располагались на основных пассажирообразующих остановочных пунктах города. В бланке обследования указывались район города, наименование остановочного пункта, направление движения автобусов, описание остановочного пункта. По каждому остановочному пункту учетчики заносили в соответствующие графы номер маршрута, государственный номер, время прибытия, отправления и простоя транспортного средства, количество вошедших и вышедших пассажиров, наполнение автобусов, которое визуально определялось по условной балльной системе [1].

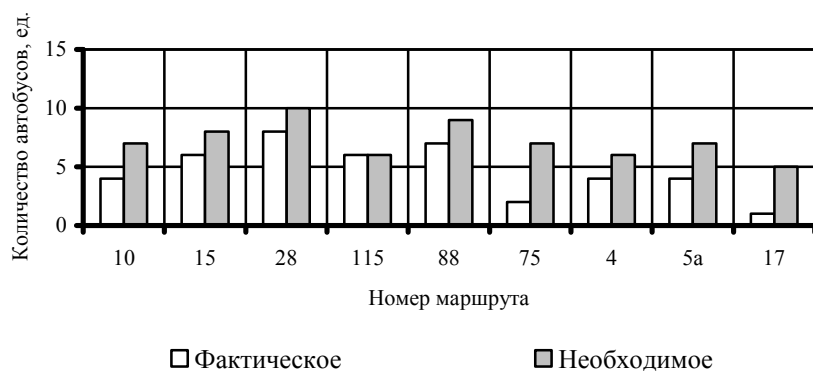
Результаты обследования, представленные в таблице, послужили основой для определения требуемого количества единиц подвижного состава на наиболее значимых маршрутах г. Волгограда [2, 3].

Результаты обследования основных автобусных маршрутов г. Волгограда

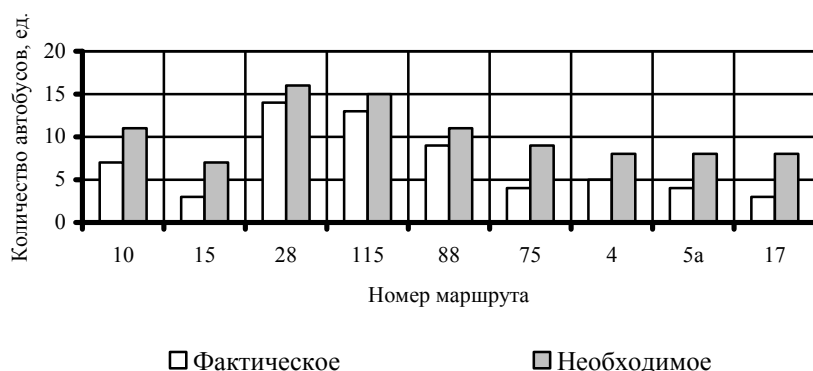
Номер маршрута		10	15	28	115	88	75	4	5a	17
Количество подвижного состава, ед.	утро	6	12	9	15	9	4	6	2	2
	день	4	6	8	6	7	2	4	4	1
	вечер	7	3	14	13	9	4	5	4	3
Объем перевозок, пасс.	утро	854	539	604	1020	635	459	522	510	357
	день	663	290	546	391	513	398	315	440	361
	вечер	1058	252	875	956	630	523	413	519	573



а



б



в

Фактическое и необходимое количество автобусов на маршрутах в разное время суток:
а – утро; б – день; в – вечер

Потребное число автобусов определяется согласно выражению

$$A_{\text{расч}} = \frac{Q_{\text{расч}} \cdot t_0 \cdot K_T}{q_H \cdot T \cdot \gamma_H \cdot \eta_H}, \quad (1)$$

где $A_{\text{расч}}$ – необходимое число автобусов по конкретному часу; $Q_{\text{расч}}$ – значение пассажиропотока по рассчитываемому часу периода движения; K_T – коэффициент внутрисуточной неравномерности движения; η_H – коэффициент неравномерности по направлению движения; q – номинальная вместимость выбранного типа автобуса; T – период времени представления информации; γ – расчетное значение коэффициента наполнения; t_0 – время оборота автобуса на маршруте.

На основании проведенных расчетов выявлено несоответствие типа автобусов, а также фактического и расчетного их количества на всех рассматриваемых маршрутах, представленных на рисунке.

Для удовлетворения потребностей в перевозках на городских маршрутах предлагается заменить маршрутные такси и старый подвиж-

ной состав новыми автобусами марки ЛиАЗ-5292 с газовым двигателем, что одновременно приведет к уменьшению выбросов вредных веществ в атмосферу [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дмитриев, А. В. Оценка качества транспортных услуг, предоставляемых городским пассажирским транспортом / А. В. Дмитриев, А. А. Раюшкина, С. А. Ширяев // Прогресс транспортных средств и систем. – 2009: матер. междунар. науч.-практ. конф. – Волгоград, 13–15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 2 / ВолгГТУ. – Волгоград, 2009. – С. 157–158.
2. Повышение эффективности и качества доставки пассажиров в городских условиях / А. В. Дмитриев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина, Е. С. Шипилов, С. А. Ширяев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. № 10(70) / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 113–116. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
3. Прогнозирование распределения пассажиропотоков по различным видам городского общественного транспорта с учетом требований, предъявляемых пассажирами к перевозкам / Е. С. Шипилов, А. А. Раюшкина, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. В. Дмитриев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 130–133. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
4. Маршрутное такси – панацея или катастрофа? / С. А. Ширяев, В. А. Гудков, И. М. Дородникова, А. А. Раюшкина // Грузовое и пассажирское автохозяйство. – 2007. – № 11. – С. 45–48.

УДК 656.132.072

В. А. Гудков, А. Б. Тарантул

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРОВЕДЕНИЯ КОМПЛЕКСНОГО ОБСЛЕДОВАНИЯ ПАССАЖИРОПОТОКОВ В Г. ВОЛГОГРАДЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru, toalex777@gmail.com)

В статье дается обоснование проведения комплексного обследования пассажиропотоков в г. Волгограде для дальнейшего создания единой системы городского пассажирского транспорта на основе полученных данных.

Ключевые слова: обследование, пассажиропоток, городской транспорт.

The article provides justification for a comprehensive survey of passenger flows in the city of Volgograd for a further creation of a unified system of urban transport on the basis of the obtained data.

Keywords: survey, passenger flow, urban transport.

В каждом крупном городе существует своя специфичная система городского общественного пассажирского транспорта. В зависимости от региона и страны системы городского транспорта развиты в большей или меньшей степени и включают различные виды транспорта.

Так, в странах Европы исторически сложилось, что общественный транспорт является основным средством перемещения пассажиров по городу. Это связано с тем, что улицы многих европейских городов узкие, тесные и не могут пропустить большое количество личных автомобилей.

В США в течение долгого времени основным видом городского общественного транспорта был автобус. Но с увеличением числа личных автомобилей возросла интенсивность дорожного движения, ухудшилась экологическая обстановка, к тому же автобусы перестали справляться с пассажиропотоками. В связи с этим с середины 1980-х годов в США получил второе рождение трамвай (или ЛРТ – легкий рельсовый транспорт) [3].

Однако для эффективного функционирования любая искусственная система (в том числе система городского пассажирского транспорта)

должна подвергаться грамотному управлению. Как можно более полно и качественно должна быть удовлетворена потребность людей в перемещении.

В большинстве случаев работа городского транспорта организуется следующим образом. Сначала проводится комплексное обследование пассажиропотоков. На основании полученных данных составляется маршрутная сеть, определяются виды транспорта, которые будут работать на этих маршрутах, вычисляется необходимое количество подвижного состава и составляются расписания движения.

Однако в ряде городов США общественный транспорт работает по заявке. Пассажир заранее обращается в транспортную компанию (за 15 минут, за 1 час, за 3 часа, за сутки – в зависимости от условий, установленных тем или иным перевозчиком), и в оговоренное время на указанной остановке этого человека подбирает автобус.

Опыт показывает, что независимо от условий предоставления услуг по перевозке эффективная работа систем городского транспорта возможна только при наличии взаимодействия и взаимосвязей между различными перевозчиками и видами транспорта. Это можно достичь централизацией управления городскими перевозками. Такая централизация имеет место быть в подавляющем большинстве городов в развитых странах. Это не означает, что рынок транспортных услуг монополизирован – в этой сфере работает множество частных перевозчиков, но правила игры (маршруты, расписания, требования к подвижному составу и качеству обслуживания пассажиров и т. д.) устанавливает единый центр.

Такая тенденция получает все большее развитие и в городах России. По такому принципу построена работа городского транспорта в г. Ростове-на-Дону, г. Санкт-Петербурге, г. Казани и ряде других городов. Но что же происходит в остальных городах России, например, в г. Волгограде.

Волгоград – это город с населением свыше 1 млн человек (по данным на конец 2010 года 1 млн 12,9 тысяч человек), включающий восемь районов: Красноармейский, Кировский, Советский, Ворошиловский, Дзержинский, Центральный, Краснооктябрьский и Тракторозаводский. Особенностью города является его большая протяженность – около 80 км. Население обслуживается различными видами транспорта: трамваем (12 маршрутов, 329 подвижных единиц), троллейбусом (16 маршрутов, 340

единиц), автобусом (42 маршрута, около 350 единиц) и маршрутным такси (189 маршрутов, около 4000 единиц). Если рассматривать структуру перевозок пассажиров по видам транспорта общего пользования в Волгограде, то здесь явным лидером выступает электрический транспорт, в частности троллейбусный (41 %) и трамвайный (35 %); второе место среди пассажироперевозок занимают автобусные перевозки (20 %) и только 3 % приходится на железнодорожный транспорт.

Основная часть транспортной работы осуществляется на магистральных улицах и дорогах общегородского и районного значения, поэтому именно эта часть улично-дорожной сети имеет большое значение для эффективной работы транспорта.

Главными магистралями города, работающими в продольном направлении, являются так называемые 1-я, 2-я и 3-я продольные магистрали. Северные районы города находятся в более благоприятном положении – движение транспорта осуществляется по 1-й, 2-й и 3-й продольным магистралям. Далее движение транспорта в южных районах города со всех магистралей осуществляется только по 2-й продольной.

Среднегодовая суточная интенсивность движения по данным контрольного учета движения составила на федеральных дорогах от 2600 до 15200 авт./сут, на региональных автодорогах от 1900 до 9560 авт./сут [1].

Существует большое количество перевозчиков различных форм собственности, при этом их работа не согласована, соответственно, функционирование системы городского пассажирского транспорта неэффективно. Спрос жителей на услуги по перевозке удовлетворяется не в полном размере и зачастую некачественно, особенно это касается автомобильного транспорта.

В связи с этим существует необходимость пересмотра как самой городской сети пассажирского транспорта, так и структуры управления ей. Как было описано выше, начать необходимо с проведения комплексного обследования пассажиропотоков.

В первую очередь в городе следует выделить ряд густонаселенных зон, между которыми осуществляются перемещения, – таких зон шестнадцать (см. рисунок). При этом основное количество перемещений осуществляется в сторону Центрального района города (зоны 1 и 2) и прилегающей к нему части Ворошиловского района (зона 3) и обратно. Это связано с тем, что маршруты общественного транспорта, обла-



ладающие наиболее высокой провозной возможностью, проходят именно через эти зоны. При данных условиях получается, что центр города перегружен транспортом и пассажирами, следующими в другие районы и совершающими здесь пересадки.

Поэтому одной из целей проведения обследования является выявление пассажиропотоков в 1-й, 2-й и 3-й зонах с дальнейшим рассмотрением возможностей перевода ее в обход центра города и разработкой маршрутов для данного вида передвижений. Например, может быть получено обоснование для создания трамвайной линии, напрямую соединяющей Краснооктябрьский (зона 11) и Дзержинский районы (зоны 6 и 7).

Существует множество методов проведения обследования пассажиропотоков. Они подробно описаны в любой литературе по городскому транспорту и пассажирским перевозкам. Наиболее полную и точную картину позволяет получить талонный метод, но он является самым трудоемким и затратным. Визуальный метод для сплошного обследования обычно не применяется. Предпочтительным является табличный метод [2]. Таким методом обследование целесообразно проводить на всех видах транспорта, кроме маршрутного такси.

В городе работает около 4000 маршрутных

такси. Парк в основном составляют автобусы особо малой вместимости (13–15 человек) типа «Газель». Не учитывать пассажиров, пользующихся их услугами, нельзя. Но как получить хотя бы приблизительные значения пассажиропотоков, осваиваемых ими? Учет количества перевезенных пассажиров данными предприятиями не ведется.

Для выявления числа таких пассажиров можно предложить следующее решение. В городе необходимо выделить ряд контрольных пунктов, где будут располагаться учетчики, подсчитывающие количество маршрутных такси, проходящих в прямом и обратном направлении. Для характерных периодов движения можно принять среднее наполнение автобусов и умножать его на их количество, учтенное в каждый из периодов. Предлагаемые значения наполнения маршрутных такси по периодам движения представлены в таблице. В таблице, несмотря на то, что вместимость автобуса «Газель» по заводской документации составляет 13 человек, в определенные периоды движения принято значение 15 человек, так как, во-первых, салоны многих автобусов незаконно переоборудованы и имеют 15 мест для проезда сидя, во-вторых, в часы пик подавляющее большинство маршрутных такси перевозят от одного до трех пассажиров стоя.

Наполнение маршрутных такси по характерным периодам движения, человек

Зоны, где расположен контрольный пункт	Наполнение маршрутных такси, чел.					
	Период движения					
	Будние дни			Выходные дни		
	7–9 часов	9–16 часов	16–20 часов	7–10 часов	10–14 часов	14–20 часов
1, 2, 3, 4, 12, 13, 15	15	10	15	10	13	10
5, 6, 10, 11, 14	15	8	15	7	10	8
7, 8, 9, 16	12	7	12	5	7	6

Полученные в результате обследования пассажиропотоков на всех видах транспорта данные должны быть использованы для разработки схем города, на которые будут нанесены величины пассажиропотоков по направлениям с учетом их изменения по часам суток и дням недели. На основании этих схем целесообразно составить примерную маршрутную сеть города. Далее эти маршруты следует классифицировать: необходимо выделить ежедневные, работающие только в будние или только в выходные дни, с изменяемыми границами движения в течение суток и т. д. После этого потребуются

определить виды транспорта, подвижной состав, который будет обслуживать маршруты и его потребное количество. На следующем этапе решается, какие маршруты какой перевозчик будет обслуживать. Где-то это решение будет однозначным (например, если маршрут трамвайный или троллейбусный), где-то к работе будут допускать перевозчиков на конкурсной основе. В конце составляются и согласовываются расписания движения всех видов транспорта. Согласование должно также проводиться с перевозчиками, осуществляющими пригородные и междугородные пассажирские пере-

возки (на речном, железнодорожном, автомобильном и авиационном транспорте).

Таким образом можно создать в городе Волгограде эффективно функционирующую единую систему городского пассажирского транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Инфраструктура. Транспорт и логистика. Четыре «И» инвестиционной привлекательности Волгограда [Электронный ресурс] / Инвестиционный путеводитель города Волгограда. – 2010. – Режим доступа: http://invest.volgad-min.ru/2_2_3.html

ронный ресурс] / Инвестиционный путеводитель города Волгограда. – 2010. – Режим доступа: http://invest.volgad-min.ru/2_2_3.html

2. Пассажирские автомобильные перевозки: учебник для вузов / В. А. Гудков [и др.]; под ред. В. А. Гудкова. – М.: Горячая линия – Телеком, 2004. – 448 с.

3. Light Rail Developments In North America [Электронный ресурс] / Light Rail Transit Association – UK Development Group. – 2001. – Режим доступа: <http://www.lрта.info/Facts/facts119.html>

УДК 656.13.052

Р. А. Жирков, Н. К. Кубдашева

СКЛОННОСТЬ К РИСКУ ВОДИТЕЛЕЙ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: zhirkovr@mail.ru)

В статье рассмотрены тесты, проводимые для определения водителей к склонности к риску и влияние риска на процесс управления автомобилем.

Ключевые слова: водитель, риск, тест, склонность.

The article deals with tests conducted to determine the drivers' propensity to take risks and the impact of risk on the process of driving.

Keywords: driver, risk, test, the tendency.

Риск как понятие рассматривается современными исследователями в различных аспектах. В психологической среде широко обсуждается соотношение категорий «склонность к риску» и «готовность к риску». Готовность к риску как склонность к поиску сильных ощущений отличает от импульсивности, более тесно связанной с темпераментом. Склонность к риску относится к личностным чертам, поскольку ее проявление обусловлено как средовыми факторами, так и другими, личностными – уровень тревоги, агрессивности и др. [2].

Критерий для ориентировки в свойствах субъективного риска: риск с точки зрения субъекта есть там, где им не только обнаружено несоответствие требуемых и наличных – или потенциальных возможностей в управлении им ситуацией, но и где неопределенной является оценка самого потенциала этих возможностей [3]. В понятие «готовность к риску» кроме устойчивых качеств индивида включает и ситуативные факторы трудовой задачи, по отношению к которым складывается такая готовность [4].

Рассмотрим проявление склонности к риску во время управления автомобилем. Несмотря на быструю езду, подрезание и так далее, плохие водители совершают поездку за поездкой без аварий и серьезных последствий. Их ошибки на дороге компенсируются умелыми дейст-

виями других водителей. Этот личный опыт демонстрирует им их исключительное мастерство и личную безопасность. Более того, их косвенный опыт через средства массовой информации показывает им, что если происходят несчастные случаи, то они происходят с другими людьми. Получая подобный, вводящий в заблуждение опыт, практически каждый человек почувствует себя достаточно спокойным и уверенным в собственной безопасности вплоть до отказа принимать защитные меры, например, такие как использование ремней безопасности в автомобиле [1]. Такое пренебрежение защитными мерами и необоснованный риск при управлении автомобилем может привести к серьезным последствиям.

В деятельности водителя приходится постоянно принимать решения, исход которых напрямую влияет не только на него, но и на всех участников движения. Риск относится к действию, реализация которого ставит под угрозу удовлетворение какой-либо достаточно важной потребности. Как показали исследования, часто у водителей проявляется тенденция к немотивированному риску. Понятие «риск» является одним из ключевых в описании деятельности человека-оператора сложных систем управления, в особенности процесса принятия решений. Оно широко используется в связи с оценкой управленческой ситуации, анализом воз-

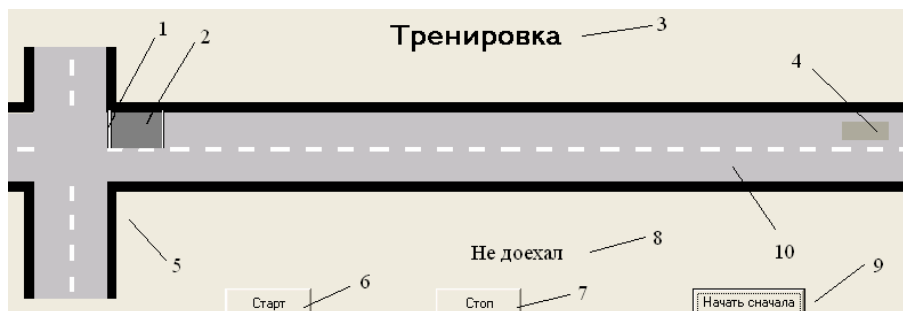
можных вариантов решения, принятием решения и его реализацией. Риск зависит от многих факторов, в том числе индивидуальных особенностей человека-оператора, его профессиональных качеств, социальной принадлежности, внешних условий деятельности и прочих причин.

Одним из способов повышения безопасности дорожного движения является выявление и своевременное отстранение от управления транспортными средствами лиц, имеющих опасную склонность к риску.

Тест на определение склонности к риску относится к способам оценки психофизиологических качеств человека-оператора сложных систем управления и может быть использовано при профессиональном отборе водителей.

В мировой психологической практике используется тест «Склонность к риску по Г. Шуберту», он позволяет оценить степень готовности к риску. Этот тест основан на анализе бланка ответов испытуемого по специально составленному опроснику, подсчете результатов в баллах и определении параметров склонности к риску (далее – СК). Однако этот процесс тестирования длителен, так как следует осмыслить несколько десятков вопросов и дать ответы типа «да», «скорее да, чем нет», «трудно сказать», «скорее нет, чем да», «нет», достоверность получаемых при этом результатов невелика.

Предлагаемый авторами тест на склонность водителя к риску заключается в формировании на экране монитора компьютера десяти кадров с изображением модели автомобиля, движущегося с различными скоростями. Скорость движения модели меняется с каждым кадром, автомобиль проезжает зону участка дороги и зону перед стоп-линией, затем проезжает перекресток в случае, если не было произведено торможение в зоне остановки, перед стоп-линией (показано на рисунке). Тестируемому водителю ставится задание максимально точно остановить автомобиль, с учетом его тормозного пути, в зоне перед стоп-линией, расположенной перед перекрестком. При этом регистрируются для каждого кадра текущие значение расстояния от положения автомобиля до стоп-линии и число переездов. После прохождения теста, в соответствии с зарегистрированными значениями, выявляется склонность к риску в зависимости от количества переездов за стоп-линию. Далее вычисляется процентное число переездов совершенных за весь тест. Уровень склонности к риску оценивают как низкий при значениях от 0 до 20 %, средний – при значениях от 40 до 60 %, высокий – от 60 до 100 %. Результат заключается в сокращении времени исследования и уменьшении психологической нагрузки на обследуемого при оценке склонности к риску.



Кадр изображения на экране монитора тестируемого водителя:

1 – стоп-линия; 2 – стоп-зона (зона остановки); 3 – режим тестирования; 4 – движущийся автомобиль; 5 – перекресток на дороге; 6 – кнопка «Старт» для начала тестирования; 7 – кнопка «Стоп» для остановки автомобиля; 8 – результат остановки автомобиля (не доехал, переехал, попал); 9 – кнопка «Начать сначала», данную кнопку необходимо нажать в случае недопонимания исследуемого; 10 – дорога, по которой движется автомобиль

Данный способ оценки склонности к риску основан на взаимосвязи между склонностью обследуемого к бескорыстному, немотивированному риску и простоте выполнения задания по управлению с помощью одной кнопки остановки модели автомобиля, движущегося по прямой траектории на экране компьютера. Использование выявленной закономерности по-

зволяет достоверно определить степень predisposedности тестируемого водителя к рискованным действиям. В данном тесте обеспечивается безбланковая технология, что сокращает время исследования и снижает нагрузку на тестируемого водителя, поскольку данный метод не сопровождается чередованием больших массивов заданий типа «вопрос-

ответ» и характеризуется практически мгновенной выдачей результата обследования.

**Рекомендуемые виды деятельности водителя
в соответствии с результатом тестирования**

Относительное количество переездов, %	Уровень склонности к риску	Вид деятельности водителя
От 0 до 20	Низкий	Пассажирские перевозки
От 20 до 40	Средний	Перевозка опасных грузов категорий 1–8
От 40 до 60	Высокий	Управление личным автомобилем и перевозка опасных грузов категории 9

В таблице представлены рекомендуемые виды перевозок, на которые может быть допу-

щен водитель в зависимости от результатов тестирования его склонности к риску по предлагаемой методике.

Данное тестирование, несомненно, поможет выявить водителей, склонных к риску, что позволит принять необходимые меры по снижению опасных ситуаций на дороге, тем самым снизить число ДТП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Коган, Н. Н. Ошибки восприятия риска / Н. Н. Коган // Наука и техника. – 2008. – № 12 – С. 11.
2. Романов, А. Н. Автотранспортная психология: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А. Н. Романов. – М.: Академия, 2002. – 224 с.
3. Пушкин, В. П. Психология водителя / В. П. Пушкин, Л. С. Нерсисян. – М.: Знание, 1969. – 32 с.
4. Котик, М. А. Природа ошибок человека-оператора (на примерах управления транспортными средствами) / М. А. Котик, А. М. Емельянов. – М.: Транспорт, 1933. – 252 с.

УДК 377.35:629

Е. В. Казьмина, Е. И. Железнов

**ВЛИЯНИЕ СТАЖА И ВОЗРАСТА ВОДИТЕЛЯ
НА БЕЗОПАСНОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕМ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: m345mb@mail.ru)

В статье приводятся результаты исследования о влиянии возраста и стажа водителя на безопасное управление автомобилем.

Ключевые слова: дорожно-транспортное происшествие, стаж, возраст, водитель.

In article results of researches about influence of age and the experience of the driver on safe management of the automobile are resulted.

Keywords: road and transport incident, the experience, age, driver.

Работу водителя относят к сложным видам человеческой деятельности. Это связано с тем, что человек управляет источником повышенной опасности и несет ответственность за свою жизнь и жизни окружающих. Не каждый водитель в состоянии обеспечить должную безопасность дорожного движения, это объясняется квалификацией и индивидуальными особенностями каждого человека.

На безопасное управление автомобилем оказывает влияние стаж и возраст водителя. Установлено [1, 2], что с увеличением стажа водителя происходит снижение количества ДТП, но этот процесс происходит не равномерно. Чаще всего в ДТП попадают неопытные водители со стажем до 2 лет и водители со стажем 5±1 год. Увеличение водительского стажа может и не привести к повышению надежности водителя, в том случае если у водителя на стадии обучения сформировались неправильные

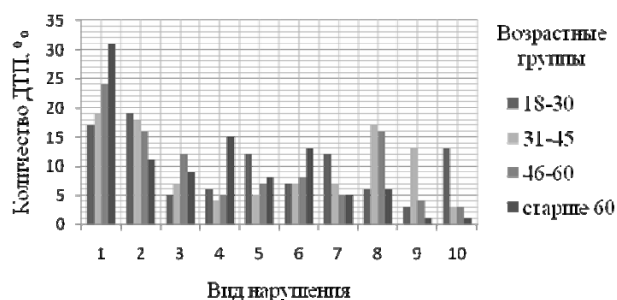
навыки и ошибочные знания. Так систематические ошибки в сочетании с завышенной самооценкой своего мастерства могут привести к негативным последствиям. Поэтому необходимо периодически проводить курсы повышения квалификации с привлечением опытных преподавателей.

Исследования показали, что рост аварийности у водителей со стажем до 2 лет связан с недостатком профессиональных знаний и навыков, а при стаже 5±1 год – с переоценкой водителями своих возможностей и снижением осторожности. Практика показывает, что самые тяжелые ДТП часто возникают именно у опытных водителей. Здесь, в какой-то мере, действует закон психофизики Вебера – чем больше водитель адаптирован к опасности, тем требуется большее ее приращение, чтобы водитель среагировал на нее, об этой психологической закономерности не должны забывать опытные водители.

Наряду со стажем работы на вероятность попадания в ДТП влияет также возраст водителя. Взаимосвязь между возрастом и аварийностью проявляется, прежде всего, у водителей моложе 25 лет и у водителей старше 60 лет. Считается, что от 25 до 60 лет индивидуальная безопасность водителя сохраняется примерно на одном и том же уровне. В группе старше 60 лет необратимо превалирует возрастное снижение операторских способностей. За счет накопленных знаний и опыта водитель способен частично компенсировать это снижение, однако сохранять свою защищенность при вождении на безопасном уровне становится сложнее.

Установлено, что одинаковые навыки, накопленные в разных возрастных группах, могут оказывать различное влияние на поведение в дорожной обстановке. Как показали исследования, при недостатке опыта начинающие водители в возрасте от 45 до 60 лет имеют низкий уровень аварийности по сравнению с младшими возрастными группами. Это объясняется повышенным чувством ответственности, адекватным прогнозированием опасных ситуаций и менее рискованным управлением автомобиля.

Данные по статистике ДТП для различных возрастных групп водителей, приведенные на рисунке показывают, что к наиболее часто совершаемым видам нарушений ПДД относятся: несоблюдение очередности проезда, которые характерны для всех возрастных групп, и несоответствие скорости конкретным условиям (за исключением водителей старше 60 лет). Причем, абсолютные показатели несоблюдения очередности проезда с возрастом увеличиваются, а несоответствия скорости конкретным условиям, снижаются.



Гистограммы нарушений ПДД, повлекшие наступление ДТП по возрастным группам:

1 – несоблюдение очередности проезда; 2 – несоответствие скорости конкретным условиям; 3 – нарушение требований сигналов светофора; 4 – неправильный выбор дистанции; 5 – выезд на полосу встречного движения; 6 – нарушение требований проезда пешеходного перехода; 7 – управление ТС в состоянии опьянения; 8 – нарушение правил перестроения; 9 – нарушение правил обгона; 10 – Превышение установленной скорости

Для возрастной группы 18–30 лет, помимо указанных выше нарушений, часто совершаемыми являются выезд на полосу встречного движения, управление ТС в состоянии опьянения, превышение установленной скорости, а также такие действия, как срезание кривых, движение в левом ряду при наличии свободного правого ряда, движение по встречной полосе и как следствие – заносы, съезд с проезжей части, опрокидывания. Это объясняется тенденцией к повышению ситуационной скорости или к темпу движения, причем опасности не столько не замечаются или неизвестны, сколько недооцениваются. Основными факторами, сопутствующими ДТП, по мнению водителей 18–30 лет, явились недостаточное владение навыками управления ТС, недооценка опасности, отвлечение внимания, неверные интерпретации состояния дорожного движения.

Молодой водитель действует по методу проб и ошибок, пытаясь освободить себя от условностей и общепринятых норм, исходя из собственного опыта и своих критериев правильного поведения на дороге, этим объясняется склонность молодых водителей к превышению скорости, выезду на полосу встречного движения, управлению ТС в состоянии опьянения. Склонность к риску у молодых водителей обусловлена повышением показного бесстрашия и одновременно недооценкой объективно существующих и осознаваемых (с чувством страха) опасностей. При этом молодой водитель ассоциирует себя с управляемым автомобилем, в результате чего мощность ТС принимается им как собственная.

Для возрастной группы 31–45 лет наиболее часто совершаемыми нарушениями является нарушение правил обгона и нарушение правил перестроения. Факторы, способствующие ДТП, по мнению водителей данной возрастной группы, недооценка собственного ошибочного поведения, помехи действиям, неверные интерпретации ПДД и состояния дорожного движения, ошибочный прогноз поведения других участников дорожного движения.

Для возрастной группы 46–60 лет – нарушение требований сигналов светофора и нарушение правил перестроения. Факторы, способствующие ДТП, по мнению водителей данной возрастной группы, помехи действиям, неверные интерпретации ПДД и состояния дорожного движения, недооценка опасности и ошибочный прогноз поведения других участников дорожного движения.

Для возрастной группы старше 60 – нарушение правил проезда пешеходного перехода и неправильный выбор дистанции, что объясняется ухудшением функций восприятия и ориентации.

Письменное анкетирование 50 водителей ТС (с выбором одного из предложенных вариантов ответа) о преимуществе молодых водителей (18–25 лет) перед водителями старшего возраста (55–60 лет) и наоборот, показало, что мнение первых о вторых связано с представлениями о более слабом зрении, меньшем уровне знаний, не обязательном соблюдении ПДД и о большой частоте опасных обгонов. Водители старшего возраста считают себя более спокойными, уравновешенными, вежливыми, предпочитающими более сдержанную и концентрированную манеру вождения, создающими меньшее количество конфликтов. В группе молодых водителей проблематичным является именно бесспорное в их среде представление о своей оптимальной работоспособности, более высоком интеллекте в отношении технических знаний об автотранспорте.

Исследования показали, что среднее количество аварий с увеличением возраста водителей снижается, это объясняется заменой юношеской опрометчивости и импульсивности чувством ответственности, рассудительности и сдержанности в старшем возрасте, несмотря на снижение функциональных способностей. Следовательно, в безопасном вождении главным определяющим фактором является не только операторские способности, а поведение водителей в дорожной обстановке, что зависит от психологических установок и личностных качеств, которые имеют свои специфические особенности в каждой возрастной группе. Поэтому в процессе подготовки и переподготовки водителей необходимо обращать внимание на эти особенности. Стоит перенять положительный опыт Канады, где для водителей старше 60 лет проводят курсы с целью повышения безопасного управления автомобилем, на которых водителям разъясняют об их возрастных изменениях, о том какие ситуации на дорогах лучше избегать (управление автомобилем в темное время суток), прием каких медицинских препаратов оказывает влияние на операторские способности.

Дифференциация водителей на категории в зависимости от уровня водительского опыта и возраста создает предпосылки для довольно широкой классификации условий риска и последствий ненадежного поведения в сложных

ДТС. Особенности каждой возрастной группы и периода профессионального стажа позволяет обучать на этапе подготовки или переподготовки водителей умению правильно и своевременно анализировать и понимать информацию о дороге.

Нужно перенять положительный опыт стран с низким уровнем аварийности: Канады, Австралии, Новой Зеландии и других и ввести систему так называемых ступенчатых водительских прав, которые учитывают стаж и возраст. Водители новички должны иметь определенные ограничения на управления транспортным средством, в частности запрет на езду в темное время суток и в сложных погодных условиях, ограничение езды на скоростных магистралях. Для контроля за соблюдением этих ограничений автомобиля можно оборудовать системами слежения через спутниковую систему ГЛОНАСС. Водителей самых первых ступени обучения не следует допускать к управлению общественным транспортом. Система должна предусматривать переход с одной ступени на следующую, по мере приобретения необходимого водительского опыта, прохождения дополнительного обучения с периодичной переквалификацией. После этого некоторые ограничения на управление транспортным средством могут сниматься. Система должна работать также и в обратном направлении – при грубом нарушении ПДД водитель должен переходить на низшие ступени или более жесткое наказание – лишение водительских прав [3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Железнов, Е. И. О совершенствовании программ подготовки водителей автотранспортных средств / Е. И. Железнов, Е. В. Богданова, Е. В. Шиндяпина // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах : сб. докл. седьмой Международной научно-практической конференции / СПб гос. архит-строит. ун-т. – Санкт-Петербург, 2006. – С. 47–49.
2. Железнов, Е. И. Влияние стажа водителей на безопасность движения автотранспортных средств (АТС) / Е. И. Железнов, Е. В. Казьмина // XI Региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области: тезисы докладов / ВолгГТУ. – Волгоград, 2007. – С. 115–116.
3. Железнов, Е. И. Актуальные проблемы гражданской ответственности водителей как способ повышения безопасности дорожного движения / Е. И. Железнов, В. Ф. Зайцев, Е. В. Казьмина // Молодежная политика в условиях формирования гражданского общества и правового государства: материалы межрегиональной научной конференции / Волгоградский институт бизнеса. – Волгоград, 2011. – С. 108–110.

УДК 629.113

Н. К. Клепик, А. В. Лемешкин

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА СТАТИЧЕСКОГО СЖАТИЯ ЛОНЖЕРОНА КУСОЧНО-ЛИНЕЙНОЙ ЗАВИСИМОСТЬЮ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: met.sps@gmail.com)

В статье предложена методика математического описания процесса статического сжатия лонжерона автомобиля ВАЗ 2115 кусочно-линейной зависимостью.

Ключевые слова: статическое сжатие, лонжерон.

In article the procedure of the mathematical description of process of static compression of a longeron of the car VAZ is offered by 2115 piecewise-linear dependence.

Keywords: static compression, longeron.

В последнее время математические методы прогнозирования поведения автомобиля в различных видах ДТП занимают все больше времени в объеме, отведенном на разработку автомобиля. Мировые автогиганты имеют в своем арсенале мощнейшие компьютерные средства для дополнения натурных экспериментов виртуальными испытаниями. Использование математического моделирования позволяет снизить затраты на проведение огромного количества испытаний как отдельных узлов, так и всего автомобиля в целом.

При проведении испытаний на статическое сжатие трех лонжеронов были получены сле-

дующие результаты, представленные в табл. 1 и на графике «Усилие – деформация» (рис. 1).

Значения, представленные в табл. 1:

F – усилие создаваемое лабораторной установкой, т; l – перемещение цилиндра стелда (деформация лонжерона), мм; \bar{l} – среднее значение перемещения цилиндра стелда (деформация лонжерона), мм; $l - \bar{l}$ – разница между деформацией лонжерона и средним значением деформации, мм; $(l - \bar{l})^2$ – квадратичное значение разности деформаций, мм; t_3 – экспериментальное значение критерия Стьюдента.

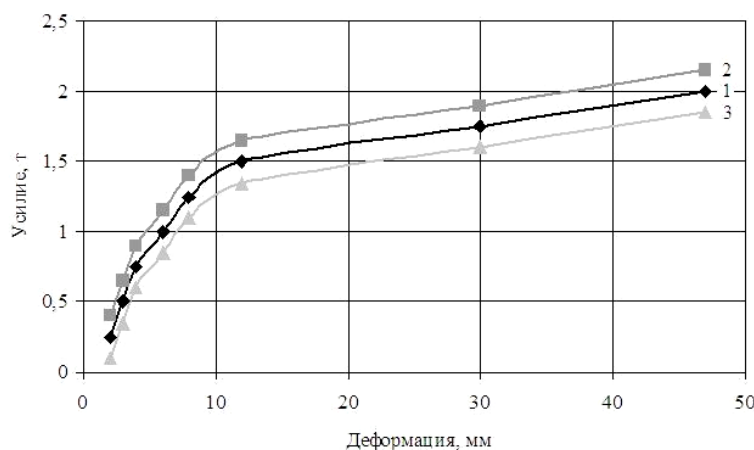


Рис. 1. График «Усилие – деформация»: —♦— лонжерон 1; —■— лонжерон 2; —▲— лонжерон 3

Проведем статическую обработку полученных результатов по статическому сжатию лонжерона. Находим среднее значение деформации лонжерона при фиксированных величинах прилагаемого усилия F [1].

$$\ell_i = \frac{\sum_{j=1}^{\tau} \ell_{ij}}{\tau} = \frac{\sum_{j=1}^3 \ell_{ij}}{3}, \quad (1)$$

где $N = 8$ – количество точек плана эксперимента; $r = 3$ – количество параллельных опытов; $\tau = 1, 2 \dots 8$ – соответствующие точки плана эксперимента; $J = 1, 2, 3$ – порядковый номер испытываемого лонжерона.

Так, для первой точки при усилии $F_1 = 0,25$ т в трех параллельных опытах были получены следующие значения деформации в мм: $\Delta l_{1j} = 1,4; 1,4; 1,7$.

$$\bar{\ell} = \frac{1,4 + 1,4 + 1,7}{3} = 1,5 \text{ мм.}$$

Аналогично для других точек плана, результаты заносим в столбец 4 табл. 1. Дисперсия воспроизводимости для каждой точки плана эксперимента определяется по формуле

$$S_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^r (\ell_{ij} - \bar{\ell}_i)^2}{r-1} = \frac{\sum_{j=1}^3 (\ell_{ij} - \bar{\ell}_i)^2}{2}. \quad (2)$$

Для первой точки плана эксперимента

$$S_1^2 = \frac{(1,4 - 1,5)^2 + (1,4 - 1,5)^2 + (1,7 - 1,5)^2}{2} = 0,03.$$

Аналогично для других точек плана, результаты заносим в столбец 7 табл. 1. В итоговую строку табл. 1 заносим суммарное значение

$$\sum_{i=1}^8 S_i^2 = 2,06.$$

Для оценки возможности грубого выброса для точки, значение в которой наиболее отстоит от среднего, используется критерий Стьюдента

$$t_s = \frac{\ell - \bar{\ell}}{S} > t_r, \quad (3)$$

где t_s – экспериментальное значение критерия Стьюдента; t_r – теоретическое значение критерия Стьюдента.

Опыт считается бракованным, если экспериментальное значение по модулю больше теоретического.

Так, для первой точки плана, наиболее отстоящей от среднего, является значение $\ell_{13} = 1,7$. По критерию Стьюдента для числа степеней свободы $r = 3$ и уровня значимости $\alpha = 0,05$ $tT(\alpha, r) = t(0,05; 3) = 3,182$ больше, чем

$$t_s = \frac{\ell_{13} - \bar{\ell}_1}{S_1} = \frac{1,7 - 1,5}{\sqrt{0,03}} = 1,155,$$

следовательно, опытное значение не считается бракованным. Для других точек плана значения критерия Стьюдента представлены в столбце 8 табл. 1. В данном экспериментальном исследовании бракованных опытов зарегистрировано не было. Общую дисперсию всего эксперимента определим в результате осреднения дисперсий всех опытов:

$$S_{\text{общ}}^2(\Delta\ell) = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^r (\ell_{ij} - \bar{\ell}_i)^2}{N(r-1)}. \quad (4)$$

При равномерном дублировании опытов для оценки однородности дисперсий используют критерий Кохрена [2]:

$$G_{on} = \frac{S_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2} = \frac{0,61}{2,06} = 0,2961. \quad (5)$$

В данном эксперименте $S_{i\max}^2 = 0,61$;

$$\sum_{i=1}^8 S_i^2 = 2,06.$$

Таблица 1

Результаты эксперимента

№ опытов	F, τ	$l, \text{м}$	$\bar{l}, \text{м}$	$l - \bar{l}, \text{м}$	$(l - \bar{l})^2$	$S^2(l)$	$t_s = \frac{l - \bar{l}}{S}$
1	0,25	1,7	1,5	0,2	0,04	0,03	1,155
		1,4		-0,1	0,01		
		1,4		-0,1	0,01		
2	0,5	3,3	2,9	0,4	0,16	0,12	1,155
		2,7		-0,2	0,04		
		2,7		-0,2	0,04		
3	0,75	4,5	4,0	0,5	0,25	0,19	1,147
		3,8		-0,2	0,04		
		3,7		-0,3	0,09		
4	1,00	6,0	5,5	0,5	0,25	0,19	1,147
		5,3		-0,2	0,04		
		5,2		-0,3	0,09		
5	1,25	8,1	7,5	0,6	0,36	0,27	1,155
		7,2		-0,3	0,09		
		7,2		-0,3	0,09		

Окончание табл. 1

№ опытов	F , т	l , м	\bar{l} , м	$l - \bar{l}$, м	$(l - \bar{l})^2$	$S^2(l)$	$t = \frac{l - \bar{l}}{S}$
6	1,5	12,1	11,5	0,6	0,36	0,28	1,134
		11,3		-0,2	0,04		
		11,1		-0,4	0,16		
7	1,75	29,7	29,0	0,7	0,49	0,37	1,151
		28,7		-0,3	0,09		
		28,6		-0,4	0,16		
8	2,00	45,9	45,0	0,9	0,81	0,61	1,152
		44,6		-0,4	0,16		
		44,5		-0,5	0,25		
Суммарное значение	9,00		107,9			2,06	

Табличное значение критерия Кохрена при $f_1 = r - 1 = 2$ и $f_2 = N = 8$ при уровне значимости $\alpha = 0,05$ запишется так: $G_{0,05}(2; 8) = 0,5157$.

Опытное значение $G_{оп} = 0,2961$ не превышает табличного, следовательно, дисперсии однородны.

Во время проведения испытаний было выявлено следующее: при достижении на стенде усилия 0,25 т лонжерон начинает деформироваться в передней части, далее при возрастании усилия до 1,0 т деформация лонжерона увеличивается, особенно в передней части по вырезу в корпусе, при изменении усилия от 0 до 1,25 т – зона упругости. При возрастании усилия до 1,5 т лонжерон начинает изгибаться у основания, достигая наибольшей деформации и уменьше-

ния размера при усилии в 2 т. В диапазоне 1,5–2,0 т зона упруго-пластической деформации. При приложении усилия вплоть до 2,0 т лонжерон деформируется с увеличением усилия, дальнейшая деформация лонжерона идет без увеличения давления, вследствие этого эксперимент был остановлен на усилии в 2,0 т.

Для определения границ зон упругости и упрочнения аппроксимируем среднюю кривую деформации лонжерона кусочно-линейной зависимостью. Можно воспользоваться методом наименьших квадратов, но поступим проще, слишком явная линейная зависимость. На участке (0;0) и (5,5;1,0) проведем прямую линию, проходящую через начало координат (рис. 2).

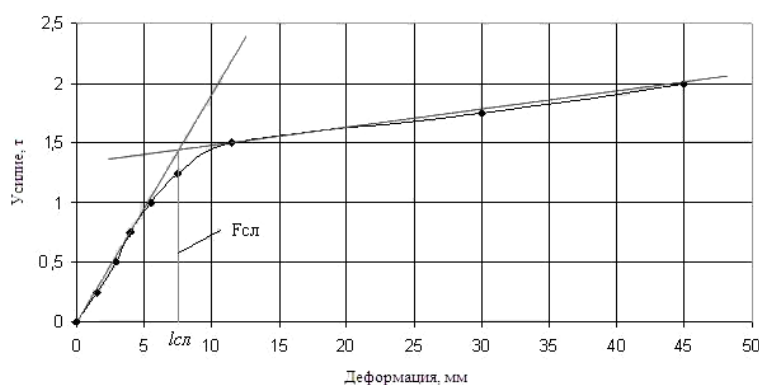


Рис. 2. Среднее значение деформации трех лонжеронов (—♦— эксперимент)

$$F(\bar{l}) = k\bar{l}; \quad (6)$$

$$\text{при } k = \frac{1}{5,5}; F = \frac{\bar{l}}{5,5}.$$

На участке (11,5; 1,5) и (45,0; 2,0) уравнение прямой, проходящей через две данные точки, имеет вид

$$\frac{F - 1,5}{2 - 1,5} = \frac{\bar{l} - 11,5}{45 - 11,5};$$

$$F(\bar{l}) = 0,0149\bar{l} + 1,328. \quad (7)$$

Решая совместно уравнения (6) и (7), получаем $F = 1,447$ т и $\bar{l} = 7,96$ мм. Эти координаты определяют границы перехода из зоны уп-

ругости в зону упрочнения. Уравнение кусочно-линейной зависимости имеет вид

$$F(\Delta \bar{l}) = \begin{cases} 0,1818\Delta \bar{l} & 0 \leq \bar{l} \leq 7,96; \\ 0,0149\Delta \bar{l} + 1,328 & 7,96 < \bar{l} < 45. \end{cases} \quad (8)$$

Данное уравнение является трехпараметрическим ($K = 3$).

Относительная погрешность по сравнению с экспериментальными данными не превышает 10 %, что свидетельствует о хорошей сходимости результатов экспериментальных и теоретических исследований.

Для проверки гипотезы об адекватности математической модели используют F – критерий.

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_{общ}^2} = \frac{\sum_{i=1}^8 (\bar{\ell}_i - \ell_{ij})^2}{N - (K + 1)} = \frac{1,007}{8 - (3 + 1)} = \frac{2,06}{8 \cdot 2} = 2,01, \quad (9)$$

где K – число коэффициентов в математической модели, $K = 3$ для кусочно-линейной зависимости. Табличное значение критерия Фишера для $F = N - (K + 1) = 4$ и $F = 16$ степеней свободы для пятипроцентного уровня значимости

$$F_{0,05}(4; 16) = 5,86. \quad (10)$$

Таблица 2

Проверка адекватности математической модели

№	\bar{l}	l_T	$\bar{l} - l_T$	$(\bar{l} - l_T)^2$	$\frac{\bar{l} - l_T}{\bar{l}} \cdot 100\%$
1	1,5	1,375	0,125	0,0156	8,33
2	2,9	2,75	0,15	0,0225	3,75
3	4,0	4,125	0,125	0,0156	5,17
4	5,5	5,57	0	0	0
5	7,5	6,875	0,625	0,3906	8,33
6	11,5	11,50	0	0	0
7	29	28,25	-1,75	3,5625	5,83
8	45	45,00	0	0	0
Сумма				1,0077	

В табл. 2 представлены данные проверки адекватности математической модели лонжерона.

Критические значения F – критерия $F_{пр} = 5,86$ превышают $F_{оп} = 2,01$, следовательно, математическая модель лонжерона адекватно описывает исследуемый процесс в стадии статического сжатия лонжерона, можно переходить к исследованию более сложных динамических процессов.

Недостатком представленной математической модели процесса статического сжатия лонжерона (кусочно-линейная зависимость)

можно считать существенные отклонения экспериментальных и теоретических данных в переходном интервале от зоны упругости до зоны упрочнения. В следующей работе попробуем устранить этот недостаток.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Лемешкин, А. В. Разработка экспертной системы определения скорости столкновения автомобиля по деформации силовой структуры кузова: дис. ... канд. техн. наук / А. В. Лемешкин; ВолГТУ. – М., 2009. – 129 с.
2. Клепик, Н. К. Планирование эксперимента в задачах автомобильного транспорта / Н. К. Клепик, В. А. Гудков, В. А. Тарновский. – ВолГТУ, 1996. – 104 с.

УДК 629.3.082.1

*Н. К. Клепик, М. В. Полуэктов, П. М. Шарый***ПРИМЕНЕНИЕ КОРРЕЛЯЦИОННО-РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА
ДЛЯ ОЦЕНКИ МОЩНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОСЕРВИСА****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: poluektov@vstu.ru)

Проведен анализ парка автомобилей, зарегистрированных в Дзержинском районе г. Волгограда. Предложена методика прогнозирования роста парка автомобилей с целью выбора мощности предприятий автосервиса при проектировании.

Ключевые слова: автомобиль, предприятие автосервиса, станция технического обслуживания автомобилей.

The analysis of park of the vehicles registered in Dzerzhinsk area of Volgograd is carried out. The technique of forecasting of growth of park of vehicles for the purpose of a choice of capacity of the enterprises of car-care center is offered at designing.

Keywords: vehicle, service center enterprise, maintenance.

В современной России очень активно развивается сфера автосервиса. Этому способствует ряд факторов, среди которых можно отметить рост парка автомобилей, находящихся в частной собственности и собственности организаций не автомобильного профиля, ужесточающиеся требования к техническому состоянию транспортных средств, а также нежелание и невозможность для многих владельцев выполнять работы по поддержанию автомобиля в технически исправном состоянии самостоятельно.

На начальном этапе развития российского автосервиса, в 90-х годах XX века, станции технического обслуживания автомобилей (СТО) зачастую создавались стихийно, без учета каких-либо параметров. На тот момент времени, характеризующийся большим спросом и минимальным предложением услуг по техническому обслуживанию (ТО) и ремонту подвижного состава, это было вполне естественно.

Ныне в каждом городе существует сеть предприятий автосервиса различной мощности и специализации, что говорит о частичном насыщении рынка, в результате чего открытие новых предприятий или реконструкция существующих уже не могут производиться без грамотного и всестороннего обоснования. Одним из краеугольных моментов в таком обосновании является количество автомобилей, обслуживаемых предприятием в год, которое, в свою очередь, напрямую зависит от парка транспортных средств, зарегистрированных в зоне действия существующего или предполагаемого предприятия.

Опыт показывает, что при проектировании СТО зачастую количество потенциальных клиентов определяется наскладку, а в некоторых случаях в качестве основного исходного данного

вообще принимается количество постов ТО и ремонта, которое желает иметь заказчик. А будут ли эти посты задействованы – покажет время.

Существуют несколько методик расчета количества автомобилей, обслуживаемых предприятием автосервиса в год, которые базируются на знании количества населения в населенном пункте, а также удельного числа автомобилей на душу населения [1]. Последняя величина не постоянна и может сильно различаться даже в пределах одного города, вследствие чего метод не дает высокой точности прогнозов.

Вместе с тем, Статистическое управление, а также органы Госавтоинспекции обладают данными о количестве подвижного состава, зарегистрированного в том или ином районе. И использовать эти данные просто необходимо при обосновании необходимости проектирования СТО. Однако при этом важное значение имеет не только текущее значение парка, но и динамика его изменения.

В данном исследовании была произведена оценка данных о количестве подвижного состава, зарегистрированного в Дзержинском районе г. Волгограда. В табл. 1 представлена информация о численности автомобильного парка района с градацией по основным видам автотранспортных средств (АТС): легковым и грузовым автомобилям, автобусам, мотоциклам, прицепах и полуприцепах за шестилетний период (2005–2010 гг.).

На рисунке показан рост парка легковых и грузовых автомобилей за рассматриваемый период и сглаживающие эти данные линии регрессии. Анализ исходной информации подтверждает, что в районе наблюдается устойчивый рост количества АТС всех видов.

Таблица 1

Численность парка автомобилей, зарегистрированных в Дзержинском районе г. Волгограда

Год	Тип АТС					
	легковые	грузовые	автобусы	мототранспорт	прицепы	полуприцепы
2005	25185	3860	935	642	520	205
2006	29420	4275	1043	673	962	304
2007	32982	7612	1701	720	1200	385
2008	36016	8274	1830	796	1314	425
2009	37721	8604	2004	865	1487	494
2010	38356	9133	2423	902	1596	602

Изучим основные тенденции изменения автомобильного парка Дзержинского района. В этом нам поможет корреляционно-регрессионный анализ, в основе которого лежит метод наименьших квадратов [2].

Естественно, первый способ выравнивания опытных данных – их аппроксимация линейной функцией, имеющей вид

$$y = a + b t. \quad (1)$$

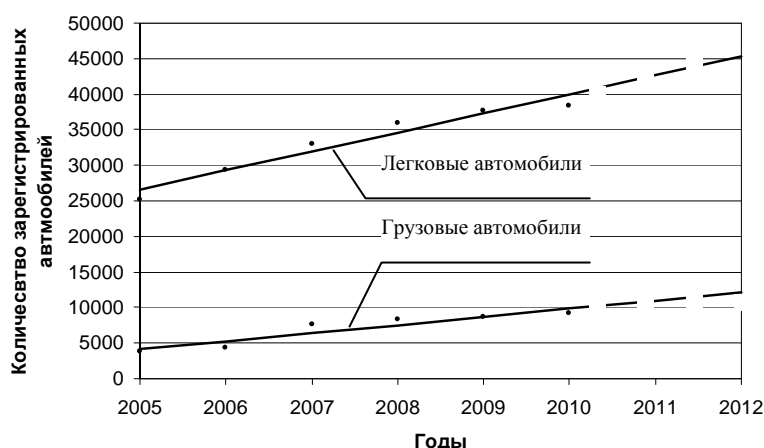
Данная функция является двухпараметрической (параметры a и b), для определения па-

раметров служит система линейных уравнений

$$\begin{cases} na + b \sum t = \sum y \\ a \sum t + b \sum t^2 = \sum ty. \end{cases} \quad (2)$$

Для упрощения расчетов произведем замену $x = t - 2007,5$, тогда $\sum x = 0$ и система нормальных уравнений (2) примет вид

$$\begin{cases} na = \sum y \\ b \sum x^2 = \sum xy. \end{cases} \quad (3)$$



Рост парка легковых автомобилей в Дзержинском районе г. Волгограда

Таблица 2

Расчет коэффициентов регрессии, корреляции и детерминации

t , год	$x = t - 2007,5$	y , тыс. легк. авт.	x^2	xy	y^2	\hat{y}	$y - \hat{y}$	$(y - \hat{y})^2$	33,280	\bar{y}	$y - \bar{y}$	$(y - \bar{y})^2$
2005	-2,5	25,185	6,25	-62,962	634,284	26,58	-1,395	1,946		33,280	-8,095	65,534
2006	-1,5	29,420	2,25	-44,130	865,536	29,26	0,16	0,026			-3,860	14,900
2007	-0,5	32,982	0,25	-16,491	1087,812	31,94	1,042	1,086			-0,298	0,089
2008	0,5	36,016	0,25	18,008	1297,152	34,62	1,396	1,949			2,736	7,486
2009	1,5	37,721	2,25	56,582	1422,874	37,3	0,421	0,177			4,441	19,723
2010	2,5	38,356	6,25	95,895	1471,336	39,98	-1,622	2,631			5,078	25,786
	$\sum x = 0$	$\sum y = 199,68$	$\sum x^2 = 17,5$	$\sum xy = 95,895$	$\sum y^2 = 6778,99$			$\sum (y - \hat{y})^2 = 7,815$				$\sum (y - \bar{y})^2 = 133,518$

Параметры a и b определяются однозначно, для их нахождения вычисляем Σy , Σx^2 , Σxy . Все результаты расчетов сводим в табл. 2. На примере изучения динамики роста парка легковых автомобилей (табл. 2) покажем весь процесс статистической обработки.

В результате расчетов, приведенных в табл. 2, получаем следующую систему линейных уравнений:

$$\begin{cases} 6a = 199,682 \\ 17,5b = 46,901. \end{cases}$$

Следовательно,

$$a = 33,28; b = 2,68; y = 33,28 + 2,68x, \quad (4)$$

или, возвращаясь к начальной переменной,

$$y = 33,28 + 2,68(t - 2007,5).$$

В первую очередь нас интересует коэффициент b , характеризующий среднегодовой прирост парка легковых автомобилей. В среднем каждый год парк легковых автомобилей района увеличивается на 2680 единиц.

Выборочный коэффициент корреляции \hat{r}_{xy} , показывающий тесноту связи между признаками x и y , определяется по формуле

$$\hat{r}_{xy} = \frac{\Sigma xy - \frac{\Sigma x \Sigma y}{n}}{\sqrt{\left[\Sigma x^2 - \frac{(\Sigma x)^2}{n} \right] \left[\Sigma y^2 - \frac{(\Sigma y)^2}{n} \right]}}. \quad (5)$$

В варианте легковых автомобилей имеем

$$\hat{r}_{xy} = \frac{46,901 - 0}{\sqrt{17,5 \cdot \left[6778,994 - \frac{199,682^2}{6} \right]}} = 0,97.$$

Для истолкования значений, принимаемых показателями тесноты корреляционной связи, также используют коэффициент детерминации, показывающий, какая доля вариации одного признака зависит от варьирования другого. Для линейной связи коэффициентом детерминации служит квадрат коэффициента корреляции

$$D_{xy} = \hat{r}_{xy}^2 = 0,94. \quad (6)$$

В данном случае наблюдается очень высокая корреляционная связь между признаком y (количество легковых автомобилей) и признаком x (временной интервал). Проверим адекват-

ность полученной математической модели по F -критерию Фишера:

$$F_{\text{оп}} = \frac{S_{\text{общ}}^2}{S_{\text{ост}}^2}. \quad (7)$$

Соответственно, остаточная дисперсия $S_{\text{ост}}^2$ и общая дисперсия $S_{\text{общ}}^2$ определяются по формулам:

$$S_{\text{ост}}^2 = \frac{\sum (y - \hat{y})^2}{n - k}; \quad (8)$$

$$S_{\text{общ}}^2 = \frac{\sum (y - \bar{y})^2}{n - 1}, \quad (9)$$

где $n = 6$ – число опытов; $k = 2$ – число параметров математической модели.

Используя данные табл. 2, получаем

$$F_{\text{оп}} = \frac{\frac{133,518}{5}}{\frac{7,815}{4}} = 13,7.$$

Теоретическое значение критерия Фишера [2] при условии значимости $\alpha = 0,05$ и чисел степеней свободы $k_1 = 5$ и $k_2 = 4$, равно $F_{(5;4,5\%)}^T = 6,3$. Так как $F_{\text{оп}} > F_T$, то уравнение (4) статистически значимо описывает результаты наблюдений.

В заключении сделаем прогноз об увеличении автомобильного парка района. В общем случае полученная регрессионная зависимость (4) действительна для рассматриваемого временного интервала с 2005 г. по 2010 г. Но с определенной долей уверенности, в особенности учитывая очень высокую корреляционную связь, на ближайшую перспективу можно прогнозировать, что парк легковых автомобилей района составит в 2011 г. $y_{2011} = y_{2010} + 2680 = 38385 + 2680 = 41038$ единиц, а в 2012 г. – $y_{2011} = 43718$ единиц. 2012 год уже близок, посмотрим, как сбудется наше предвидение.

Без представления расчетов по изложенной выше методике в табл. 3 даны основные показатели статистической обработки информации для других видов автотранспортных средств.

Следовательно, потребность в услугах СТО в исследуемом районе с каждым годом возрастает, что делает актуальным строительство новых и расширение действующих предприятий этой категории.

Таблица 3

Результаты статистической обработки исходной информации

Показатели	Виды АТС					
	Легковые автомобили	Грузовые автомобили	Автобусы	Мотоциклы	Прицепы	Полу-прицепы
Уравнение регрессии	$y=33280+2680x$	$y=6960+1143x$	$y=1656+299x$	$y=766+56x$	$y=1180+202x$	$y=402+74x$
Среднегодовой прирост АТС	2680	1143	299	56	202	74
Коэффициент корреляции	0,97	0,93	0,97	0,99	0,96	0,99
Коэффициент детерминации	0,94	0,87	0,95	0,98	0,93	0,98
F-критерий Фишера	13,7	6,4	17,1	48,9	11,2	52,3
Прогноз количества АТС на 2011 г.	41038	10276	2722	958	1798	676
Прогноз количества АТС на 2012г.	43718	11419	3021	1014	2000	750

При этом технологический расчет и разработка компоновочных решений должны опираться не на существующий парк автомобилей, а на перспективный, оценить который можно при помощи изложенной выше методики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В. М. Власов, С. В. Жанказиев, С. М. Круглов [и др.]; под ред. В. М. Власова. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2004. – 480 с.
2. Клепик, Н. К. Корреляционно-регрессионный анализ в задачах автомобильного транспорта / Н. К. Клепик, Д. С. Клементьев. – Волгоград: ИУНЛ ВолгГТУ, 2009. – 60 с.

УДК 656.11

Ф. С. Козырь

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ НА ПЕШЕХОДНОМ ПЕРЕХОДЕ

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: kozyr.fed@yandex.ru)

Были проведены детальные обследования пешеходных переходов в наиболее оживленных участках улично-дорожной сети города Волгограда. На основании собранной информации, а также в результате анализа официальной статистики дорожно-транспортных происшествий на пешеходных переходах, были выявлены основные причины высокого уровня аварийности на обследуемых участках. Была предложена техническое решение, направленное на улучшение информативности пешеходных переходов, как основного критерия отвечающего за безопасность.

Ключевые слова: безопасность на пешеходных переходах, локальное освещение, ультрафиолетовые лампы.

Inspection of pedestrian crossings has been conducted at the busiest sections of the road network in the city of Volgograd. Gathered information along with the analysis of official statistic of accidents at pedestrian crossings has elicited general reasons of high level of accident rate at the studying spots. Technical solution aimed at improving the informativeness of pedestrian crossings, as primary criteria for security, has been offered.

Keywords: safety of pedestrian crossings, local illumination, fluorescent lamps.

Около 97 % людей при пересечении проезжей части осуществляют свое движение по пешеходным переходам и, лишь, 3 % – в случайных местах дороги [1]. Поэтому, говоря о безопасности пешеходов, нужно, в первую очередь, иметь ввиду безопасность движения по пешеходному переходу.

Действия пешехода на проезжей части не поддаются алгоритмизации, то есть его поведе-

ние непредсказуемо. Действия водителя, наоборот, осуществляются согласно ряду правил (ПДД) и установок, вытекающих из накопленного опыта, то есть вполне последовательны и логичны. Таким образом, в случае возникновения конфликтной ситуации с участием автомобиля и пешехода, в большей мере обеспечение безопасности последнего отводится на долю водителя, нежели самого пешехода [2].

Поэтому основное внимание при разработке и проведении мероприятий по повышению безопасности движения на пешеходных переходах в первую очередь должно уделяться именно фактору «Водитель». То есть необходимо создание наиболее благоприятных условий, обеспечивающих наилучшее восприятие водителем изменений в дорожной ситуации, связанных с перемещением пешеходов.

Для определения конкретных направлений, в которых должны проводиться реконструкция и усовершенствование пешеходных переходов, необходим анализ причин, делающих данные участки дорог несовершенными в плане безопасности.

Согласно статистике, около 10 % ДТП с летальным исходом происходят именно с участием пешеходов. При этом, в ночное время, когда количество людей на улицах в десятки раз ниже, чем днем, а интенсивность транспортного движения составляет всего лишь 20–25 % от суточной, уровень смертности пешеходов оказывается в 2 раза выше [1], [3]. Таким образом, риск для пешехода оказаться вовлеченным в ДТП наиболее высок ночью. Это объясняется тем, что информативность пешеходных переходов в ночное время не является достаточной, что лишает водителя возможности своевременного обнаружения опасности и принятия мер по ее избежанию.

Одной из причин этого являются используемые в большинстве случаев традиционные дорожные знаки, которые даже при полном соответствии нормативным требованиям не всегда полноценно или однозначно обеспечивают участников движения необходимой информацией. Это может быть вызвано переизбытком поступающей водителю информации. Помимо технических средств организации дорожного движения информация поступает от многочисленной наружной рекламы, представленной в различных формах.

Другой причиной является низкая эффективность дорожной разметки в ночное время. Использование световозвращающих элементов в составе краски делает разметку информативной лишь на расстоянии, ограниченном дальностью света фар автомобиля. При условии, что движение в черте города ночью в основном осуществляется при включенном ближнем свете фар (так как большинство улиц имеют искусственное освещение), то это расстояние не превышает 35–40 м.

В то же время, ночью скоростной режим движения не испытывает на себе влияния загруженности дорог и ограничивается лишь допустимым лимитом согласно правилам дорожного движения, т. е. 60 км/ч ($V = 16,7$ м/с). При условии, что время реакции водителя составляет до 1,6 с, а время срабатывания тормозного привода достигает 0,4 с, то с момента обнаружения водителем опасности до начала фактического торможения автомобиль пройдет:

$$V \cdot T = 16,7 \cdot (1,6 + 0,4) = 33,4 \text{ м.}$$

Таким образом, расстояние, пройденное автомобилем с момента срабатывания тормозной системы до полной его остановки, не должно превышать 2–7 метров. В противном случае столкновение автомобиля с пешеходом неминуемо.

Наличие искусственного освещения в данной ситуации не может считаться положительным, а является, скорее наоборот, отрицательным фактором, который способствует снижению восприимчивости водителя. Во-первых, это связано с тем, что при рассеянном искусственном освещении контраст разметки с покрытием значительно уменьшается. Во-вторых, все объекты, возвышающиеся над поверхностью земли, воспринимаются человеком без деталей, как темные размытые силуэты, и зачастую сливаются с серым фоном. Таким образом, на расстоянии, превышающем 40 м, сам переход и пешеходы на нем становятся невидимыми для водителя.

Одним из решений проблемы низкой эффективности технических средств ОДД в темное время суток является применение локального освещения пешеходного перехода, как минимум, и прилегающей к переходу зоне, как максимум. Таким образом, во-первых, будет достигнуто своевременное обнаружение данного участка дороги, а, во-вторых, четкое и однозначное восприятие водителем ситуации на нем [4].

Однако использование узконаправленных источников белого или желтого света в данной ситуации может привести к периодическому образованию «световой стены» в районе перехода. Особенно ярко это будет проявляться при повышенной запыленности на дороге или во время тумана, сильного дождя или снегопада. Водитель не сможет видеть дорогу и оценивать изменяющуюся ситуацию позади этой «стены».

Для избежания возникновения данного побочного эффекта при организации локального освещения на пешеходных переходах необхо-

димо использование источников не белого или желтого, а ультрафиолетового света. Частота его излучение находится в невидимом для человеческого глаза диапазоне, что исключает рефлексии взвешенных в воздухе частиц и, тем

самым, образование «световой стены». Но при этом, ультрафиолетовое излучение обладает свойством флуоресцировать поверхности холодно белого цвета, что заставит горизонтальную разметку на переходе светиться.



а



б

Пешеходный переход по улице Латвийская (Волгоград):

а – не оборудован локальным освещением; б – оснащен локальным ультрафиолетовым источником света

Долговечность ультрафиолетовых ламп достигает 3–4 лет, а установка и обслуживание в процессе эксплуатации не являются дорогостоящими [5]. По приблизительным расчетам, для оборудования ультрафиолетовым освещением пешеходного перехода на дороге с четырьмя полосами необходимо от 2 до 4 светильников по две лампы мощностью 40 Вт в каждом. При равномерно распределенной установке источников света на высоте 4 м над дорогой, площадь эффективно освещаемой поверхности достигает 100 м².

При этом обнаружение пешеходного перехода становится возможным на расстоянии до 150 м.

Подобная мера по обустройству пешеходных переходов даст водителям возможность своевременно замечать данный потенциально

опасный участок дороги и принимать соответствующие меры предосторожности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Статистика ДТП (Россия) [Электронный ресурс]. – [2010]. – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/stat/>
2. Клинковштейн, Г. И. Организация дорожного движения: учебник / Г. И. Клинковштейн. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 2001. – 246 с.
3. Статистика ДТП (США) [Электронный ресурс]. – [2010]. – Режим доступа: http://www.hrtpo.org/Documents/Reports/2010/General_Crash_Data_and_Trends_2010_Final_Report.pdf
4. Кременец, Ю. А. Технические средства организации дорожного движения: учебник / Ю. А. Кременец. – М.: Транспорт, 1990. – 255 с.: ил.
5. Официальный сайт компании «GE» [Электронный ресурс]. – [2011]. – Режим доступа: <http://genet.gelighting.com/LightProducts/Fluorescent>

УДК 656.13.08

Ю. Я. Комаров, Н. М. Зотов, Ву Тхи Ван Ань

ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ГОРОДЕ ХАНОЕ

Волгоградский государственный технический университет

e-mail: atrans@vstu.ru

Статья посвящена оценке состояния транспортных магистралей, организации и безопасности дорожного движения в столице СРВ г. Ханое. Сделан ряд предложений по уменьшению факторов, способствующих образованию задержек транспортных потоков и снижению числа ДТП.

Ключевые слова: организация дорожного движения, дорожно-транспортные происшествия, город Ханой, транспортные магистрали ...

The paper focuses on assessment of situation/state of transport highways, traffic management and road safety in Hanoi, the capital of Vietnam. Several proposals are presented for reducing the factors that are responsible for delay in traffic flow and reduce the number of road accidents.

Keywords: Traffic management, road accident, city Hanoi...

Столица Социалистической Республики Вьетнам – г. Ханой является одним из старейших городов мира. В 2010 г. город отпраздновал свое тысячелетие, и сейчас столица СРВ представляет собой постоянно растущий город, причем достаточно интенсивно. Так, около 50 лет назад в Ханое проживало 640 тыс. человек, а сейчас – 6,5 млн; т. е. население Ханоя за этот период выросло в 10 раз. Население всей страны при этом выросло только в три раза.

В последние годы площадь и население Ханоя наиболее существенно изменились после включения в состав города его пригородов, поскольку они фактически уже стали неотъемлемой частью столицы Вьетнама. После изменения границ города его площадь составила 3344,4 км². Одновременно с изменением границ города было принято решение и о переносе местоположения его административного центра, а значит и о перепланировке города, которая подразумевает в первую очередь перепланировку дорожной сети, обеспечивающей наиболее эффективные и безопасные условия для перемещения людей и грузов. В настоящее время транспортная система Ханоя включает в себя следующие транспортные средства: велосипеды – 28 %, мотоциклы – 66 %, автомобили – 6 %. На один автомобиль приходится пять велосипедов и 11 мотоциклов.

В 2010 г. парк легковых автомобилей города увеличился на 48 тыс. штук и достиг величины 306 тыс. штук, а число мотоциклов выросло на 338 тыс., достигнув величины 4000 тыс. штук. Эти соотношения показывают, что число автомобилей растет более интенсивно.

Интенсивность движения по разным направлениям на некоторых улицах неодинакова. Например, по фотографии на рис. 1 видно, что в момент съемки (примерно 17 ч) интенсивность движения в сторону точки съемки намного выше, чем – в противоположную сторону.

Также хорошо видно, что велосипедисты и мотоциклисты «просачиваются» в зазоры между автомобилями, что безусловно снижает скорость движения автотранспорта после появления разрешающего сигнала светофора.

По прогнозам специалистов для построения одной новой транспортной дороги необходимо затратить не менее семи лет, но за это время количество всех транспортных средств увеличится более чем в два раза. Общая площадь автомобильных дорог составляет приблизительно 5–7 % от площади Ханоя, а необходимо 20 % [2].



Рис. 1. Формирование «пробки» перед выездом на перекресток Нга Ты Шо

Общая длина дорог г. Ханоя достигает 6635 км (в т. ч. 10 % в Центральном районе и 90 % – в других районах). В нескольких районах есть отдельные полосы на проезжей части дорог:

- для автобусов (2), пешеходов (87);
- с отведенными парковками на обочинах (35 стоянок на 823 автомобиля), на проезжей части (45 стоянок для 1404 автомобиля).

В Центральном районе есть:

- 84 дороги с разделительными полосами (180 км);
- 11 дорог с металлическими заборами (38 км);
- 73 дороги с разделительными газонами (172 км) [3].

На территории города имеется 2164 перекрестка, из них: трехсторонних перекрестков – 1404; четырехсторонних – 756; и пятисторонних – 23. По статистике Министерства транспорта Вьетнама в Ханое есть шесть-десять перекрестков с высокой вероятностью возникновения заторов.

В Ханое, из-за несовершенства схемы сети дорог, быстрого роста числа транспортных средств, увеличения интенсивности транспортных потоков, несовершенства системы управления транспортными потоками достаточно часто возникают «пробки» различной величины, которые, как известно, могут характеризоваться временем задержки движения для одного транспортного средства, попавшего в «проб-

ку». Так, в 2009 г. в Ханое зарегистрировано 260 «пробок» длительностью нахождения в ней более часа, а число «пробок» длительностью менее часа составило 424 случая [3].

Большинство «пробок» в городе чаще возникает в праздники, а их места концентрируются в центре города (рис. 2). В таких случаях необходимо не допускать формирования систем дорог типа «бутылочного горлышка», путем строительства ряда параллельных и расходящихся дорог. Пробки на улицах вьетнамской столицы стали привычным явлением. Во многих случаях сами участники транспортного движения не совсем четко осознают свою ответственность за соблюдение правил дорожно-транспортного движения. На перекрестках, где часто образуются пробки, они едут, нарушая правила, часто водители мотоциклов везут по два-три человека или перевозят товар негабаритного размера. А такие нарушения правил дорожного движения мотоциклистами, как поворот без включения сигнала поворота или включение сигнала поворота направо при совершении поворота налево, являются весьма распространенными, что нередко приводит не только к образованию пробок, но и к дорожно-транспортным происшествиям (ДТП).

К негативным последствиям несовершенства организации дорожного движения и структуры транспортных средств надо отнести не только потери времени в «пробках», но достаточно большое количество различных дорожно-транспортных происшествий. Так в 2010 г. на дорогах Ханоя произошло 1587 ДТП, в результате которых погибло 869 и ранено 543 человека. Ввиду многообразия возможных причин возникновения ДТП, более подробно они будут рассмотрены для одного из участков центральной магистрали, а именно улицы Нга Ты Шо (Nga Tu So).



Рис. 2. Пробка на одной из самых широких односторонних магистралей

Один из авторов данной работы обеспечил исследование структуры транспортных средств и интенсивности дорожного движения на данном участке. Им же собран материал о характере возникающих там «пробок» и статистике ДТП [3].

В табл. 1 приведены общие сведения о ДТП на указанном участке.

Таблица 1

Общая статистика ДТП на обследованном участке за период с 2005 по 2009 гг.

Год обследования	Число ДТП на участке	Число пострадавших в ДТП	
		Ранено	Погибло
2005	13	6	7
2006	12	7	8
2007	13	7	8
2008	29	15	13
2009	24	8	16

В табл. 2 приведены характерные причины вызывающие ДТП.

В табл. 2 не указаны ДТП по вине пешеходов, действия которых заслуживают отдельного анализа. Здесь только отметим, что пешеходы часто переходят улицу в том месте, где им удобно, а не там где для этого существуют специально построенные пешеходные переходы. Кроме этого, на многих улицах городские власти запретили ставить мотоциклы на тротуарах перед зданиями, чтобы освободить тротуары для пешеходов, однако люди по-прежнему ходят по проезжей части, иногда сбиваясь в шеренгу по трое-четверо, разговаривая по телефону или друг с другом и не обращая внимания на транспортный поток на улице. И хотя в последние два года в Ханое был построен целый ряд

Таблица 2

Распределение ДТП на обследованном участке по причинам возникновения, %

Превышение скорости движения	20,7
Использования неверного ряда движения	26,3
Невнимательность водителей	12,8
Несоблюдение правил обгона	3,4
Выезд на встречную полосу	25,4
Из-за несовершенства системы управления дорожным движением	11,4

специальных пешеходных переходов, их сооружение не оказало ожидаемого эффекта на ликвидацию пробок и повышение безопасности для пешеходов.

В табл. 3 приведено распределение ДТП в 2009 г по видам подвижного состава, участвующих в ДТП, а в табл. 4 приведена статистика по их видам.

В итоге проведенного анализа могут быть сделаны некоторые рекомендации по повышению безопасности дорожного движения:

– усиление работы ГАИ и транспортной инспекции, особенно на дорогах, где часто происходят ДТП, и в ночное время по оценке общего состояния аварийности, изучению и устранению причин дорожно-транспортных происшествий, выявлению конфликтных точек сети дорог с повышенной вероятностью возникновения дорожно-транспортных происшествий,

увеличению штрафов за нарушение правил дорожного движения; ужесточение наказаний за нарушение правил дорожного движения водителями и пешеходами;

Таблица 3

Распределение ДТП на обследованном участке по видам транспортных средств, которые их вызвали в 2009 г.

Вид транспортных средств	Число случаев ДТП	
	Количество	%
Мотоцикл	14	58,3
Легковой	4	16,6
Грузовой	2	8,3
Автобус	3	12,5
Другие	1	4,3

Таблица 4

Распределение ДТП на обследованном участке по видам происшествий, %

Год	Вид ДТП				
	Наезд на пешехода	Столкновение транспортных средств	Наезд на препятствие	Наезд на велосипедиста	Другие ДТП
2005	7,7	61,5	15,4	15,4	0
2006	0	67	8,5	8,5	16
2007	0	69	7,75	15,5	7,75
2008	17	55	10,5	7	10,5
2009	8,5	61,5	0	17,5	12,5

– совершенствование организации дорожного движения: разделение полос для автомобилей, мотоциклов и велосипедов; установление современных систем светофоров, знаков, дорожных разметок; введение особых режимов регулирования дорожного движения в выходные дни недели на главных дорогах, выделение полос для реверсивного движения и т. д.;

– ускорение строительства новых улиц и дорог с высоким качеством;

– ужесточение контроля за состоянием водителей, особенно в возрасте 18–35 лет.

– усиление пропаганды правил дорожного движения в школах и образовательных учреждениях;

– оптимизация схем организации дорожного движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Открытая энциклопедия CPB [Электронный ресурс]. – 2011. Режим доступа: http://vi.wikipedia.org/wiki/Xe_buýt
2. Новости на 24 часа [Электронный ресурс]. – 2010. – Режим доступа: <http://vnexpress.net/gl/xa-hoi/2010/06/3ba1c93d/>
3. Рапорт об основных ситуациях обеспечения безопасного дорожного движения, г. Ханое, 2009 (Bao sao tong ket tinh hinh, ket qua cong tac dam bao TTATGT thanh pho Ha Noi nam 2009) / Полицейский отдел Ханоя. – Ханой, 2009. – 23 с.
4. Буй Хоанг Лам Влияние основных дорожных факторов на безопасность движения в условиях Вьетнама / Буй Хоанг Лам. – Москва, 2011. – 23 с.

УДК 656.13.08:004.94

*К. В. Подина, Е. М. Микулич, В. М. Волчков, Н. М. Зотов, Д. Ю. Комаров***ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ ДТП****Волгоградский государственный технический университет**

(e-mail: dvr@vstu.ru)

В работе описаны возможности пакета PC-Crash и примеры его реального применения для проведения экспертиз по выявлению причин ДТП. Показаны возможные варианты типов решаемых задач.

Ключевые слова: дорожно-транспортное происшествие, моделирование, транспортные средства, дорожные условия, экспертиза.

The paper describes the capabilities of PC-Crash, and examples of its actual application for examination to identify causes of accidents. Shows possible types of tasks.

Keywords: accident, simulation, vehicles, road conditions, examination.

Как известно, динамика автомобильного парка России характеризуется высокими темпами роста, а с ней в определенной степени возрастает и вероятность попадания участников дорожного движения в дорожно-транспортные происшествия (ДТП). В настоящее время для решения актуальной проблемы воссоздания реального механизма развития ДТП, требуемого для проведения экспертиз, создан ряд компьютерных пакетов: CarSim, TruckSim, PC-Crash, CARAT, Virtual Crash. Данная статья посвящена краткому обзору и демонстрации использования для экспертиз реальных ДТП одного из вышеперечисленных пакетов – пакету PC-Crash, который получил достаточное распространение, в том числе и в России. С его помощью работают частные фирмы, проводящие независимые автотехнические экспертизы ДТП [3, 4].

Пакет PC-Crash предназначен для динамического моделирования движения транспортных средств (ТС) и реконструкции дорожно-транспортных ситуаций [1]. Он позволяет воссоздавать движение не только одиночного ТС, но и автопоездов. Моделирование возможно в различных дорожных условиях: при наличии участков с разными коэффициентами сцепления дорожного покрытия, продольными и поперечными уклонами поверхности, а также с учетом сопротивления воздуха (ветровой нагрузки). Важным достоинством программы является возможность определения скоростей движения ТС перед столкновением (на основании моделирования механизма столкновения) по известным исходным данным: месту столкновения, взаимному положению ТС в момент столкновения, конечным положениям после столкновения и т. п. При моделировании движения ТС учитываются, в частности, следующие их параметры: техническое состояние, за-

грузка, особенности конструкции, модель шин каждого колеса, параметры работы подвески, распределение нагрузки в ТС, время срабатывания тормозной системы, а также характеристики работы двигателя и параметры трансмиссии (ее передаточные числа).

В PC-Crash разработан инструмент «оптимизатор столкновения» для минимизации времени реконструкции и возможных ошибок. Он автоматически изменяет выбранное число параметров столкновения, сравнивая полученные результаты моделирования для каждой комбинации параметров с фактическим ДТП. Для каждого моделирования оптимизатор столкновения вычисляет полную ошибку, основанную на отклонениях между фактическими положениями и углами транспортных средств и теоретическими, полученными в процессе моделирования. В каждой последующей симуляции оптимизатор изменяет величины с целью минимизации полной ошибки. За несколько минут могут быть сравнены сотни различных комбинаций.

Работу оптимизатора можно продемонстрировать на одном из многочисленных примеров, приведенных в статье, прилагающейся к файлам программы [2].

Рассмотрим пример лобового столкновения, представленного на рис. 1. Угол между продольными осями ТС в момент столкновения составлял 134°. Известно, что оба передних колеса автомобилей были заблокированы после столкновения. Оптимизация на первом этапе (только по конечным положениям транспортных средств с отсутствием вторичного соударения) закончилась с ошибкой оптимизатора, равной 11 %. После перемещения точки соударения вручную, повторная оптимизация привела к ошибкам в траекториях 4,9 % и затем 4,8 %, без вторичных воздействий.

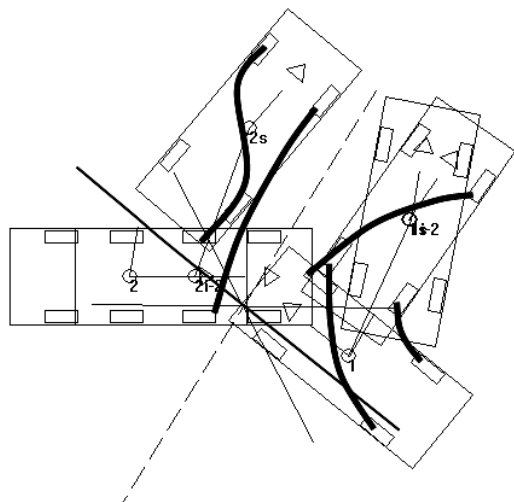


Рис. 1. Лобовое столкновение под углом 134° (тонкими линиями изображены эскизы транспортных средств; показаны также вектор импульса соударения и плоскость контакта)

В PC-Crash возможно также использование многотельной модели для реконструкции столкновения пешехода или мотоцикла с ТС и модели пассажира Madymo, в которую помимо манекена входят: сиденье с легко изменяемыми параметрами, руль, ремни и подушки безопасности.

Возможна также реконструкция модели опрокидывания ТС, основанная на вычислении сил контакта между кузовом транспортного средства и землей, моделирование и анализ столкновения прицепов, а, кроме того, и включение модели груза.

Задачи по исследованию движения транспортных средств без столкновения в данной программе сводятся к простейшему для оператора алгоритму решения. К примеру, рассмотрим задачу определения траектории движения центра вращения автомобиля при его торможении на поверхности дорожного покрытия с разными коэффициентами сцепления (некоторые колеса автомобиля попадают на обледеневший участок дороги). Решение было получено в три этапа: выбор модели автомобиля из базы данных, задание различных коэффициентов сцепления с поверхностью движения относительно продольной оси автомобиля, запуск симуляции в программе. На рис. 2 можно видеть постепенный занос автомобиля при таком торможении.

Решение поставленной задачи было получено в виде стандартной диаграммы PC-Crash, показывающей, например, угол отклонения центра тяжести от первоначального положения. На основе этой задачи были проанализированы различные ситуации с объездом автомобиля и

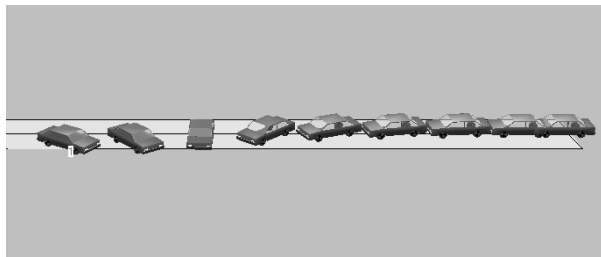


Рис. 2. Покадровая диаграмма заноса автомобиля

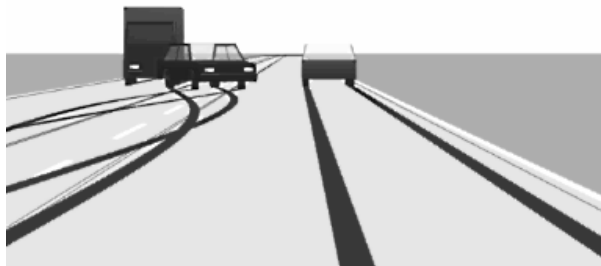


Рис. 3. Объезд автомобиля и торможение при попытке избежать столкновения со встречным автомобилем на обледеневшем участке дороги

торможением при попытке избежать столкновения со встречным автомобилем. Одна из рассмотренных ситуаций проиллюстрирована на рис. 3.

Описываемый пакет PC-Crash был использован авторами и для проведения экспертиз при анализе реальных случаев ДТП. Например, была произведена реконструкция реального ДТП, произошедшего 17 октября 2008 года на улице Исторической города Волгограда между автомобилями Opel Vectra и ВАЗ-2107.

По следам торможения и конечным положениям автомобилей были определены начальные скорости и характер движения транспортных средств. Результаты этого анализа в совокупности с дополнительными косвенными данными позволили с большой вероятностью восстановить реальный механизм развития ДТП. Полученные результаты совпали с результатами независимой судебной автотехнической экспертизы. Фрагмент этого анализа показан на рис. 4.

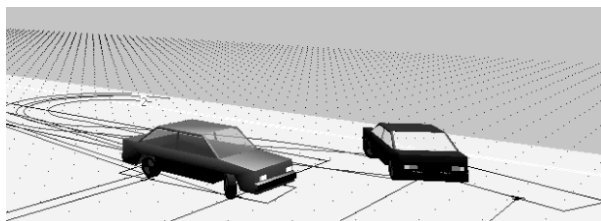


Рис. 4. Реконструкция реального ДТП между автомобилями Opel Vectra и ВАЗ-2107

Расширение применения специализированных пакетов при проведении как экспертиз причин возникновения ДТП, так и анализа дорожных условий, способствующих их возникновению, существенно сокращает сроки их проведения при одновременном повышении качества экспертиз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. PC-Crash [Электронный ресурс]. – 2009. – Режим доступа <http://www.pc-crash.com/>

2. Cliff, W.E. Реконструкция двадцати установленных столкновений с помощью оптимизатора PC-Crash / W.E. Cliff // MacInnis Engineering Associates (MEA) Richmond, BC, Canada. – 2000.

3. Автотехническая экспертиза [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа http://avtotrasolog.ru/component/option,com_frontpage/Itemid,1/

4. РиЭ. Центр независимой экспертизы [Электронный ресурс]. – 2009. – Режим доступа <http://www.autorie.ru/articles/1024/>

УДК 629.113

Х. М. Тахтamyшев, М. И. Езаов

МЕТОДИКА ФОРМИРОВАНИЯ ЗАПАСОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО СКЛАДА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Северо-Кавказская государственная гуманитарно-технологическая академия

(e-mail: hizirt43@mail.ru)

В статье предлагается методика расчета запасов на промежуточном складе автотранспортных предприятий с учетом вероятностного характера потока требований на запчасть и наличия центрального склада

Ключевые слова: запасы, экстренная доставка, требования, минимум издержек, хранение.

The article offers a method of calculation of the optimal quantity of the vehicle spare parts at the local warehouse of transportation companies located at an undefined distance from a central warehouse. The method takes into consideration the probabilistic nature of the flow of the spare parts requests. The method addresses the issue of repair cost minimization.

Keywords: spare part, emergency delivery, requirements, minimal costs, storage

Центральные склады автотранспортных предприятий (АТП), являясь основным поставщиком деталей, узлов и агрегатов непосредственно к автомобилям, все же не представляют последнее звено в цепи снабжения запасными частями.

В средних и крупных АТП для более оперативной доставки в первую смену и единственным источником запчастей во вторую смену служат промежуточные склады. Как правило, номенклатура их запасов ограничена запчастями (детальными, обратными узлами и агрегатами) наибольшего спроса (группа А). Расположение этих складов в непосредственной близости к ремонтной зоне и к зоне ТО-2, а также относительно небольшая номенклатура при большом спросе обеспечивает непрерывный контроль состояния запасов без организации специального учета. Однако небольшие площади промежуточных складов ставят задачу наилучшего их использования. Целесообразность включения запчасти определенного наименования в номенклатуру промежуточного склада следует исходя из условия

$$\Delta U = U_{\text{ц}} - U_{\text{п}} > 0, \quad (1)$$

где $U_{\text{п}}$ – издержки АТП при содержании запчастей определенного наименования на центральном и промежуточном складах одновременно, руб./день; $U_{\text{ц}}$ – издержки АТП при содержании запчастей определенного наименования только на центральном складе.

Издержки $U_{\text{п}}$ складываются из потерь от простоя автомобилей и хранения запчастей на обоих складах в день.

$$U_{\text{п}} = \lambda \cdot t_{\text{п2}} \cdot C_{\text{А}} + (n_1 - \lambda) \cdot C_{\text{хр1}} + \lambda \cdot C_{\text{хр2}} / 2, \quad (2)$$

где $t_{\text{п2}}$ – среднее время доставки одной запчасти из промежуточного склада к автомобилю; n_1 – текущий запас на центральном складе; λ – средний расход запчастей в день, $C_{\text{хр1}}$, $C_{\text{хр2}}$ – стоимости хранения одной запчасти на центральном и промежуточном складах в день соответственно.

Издержки при отсутствии промежуточного склада $U_{\text{ц}}$ исчисляются по выражению

$$U_{\text{ц}} = t_{\text{ц1}} \cdot \lambda \cdot C_{\text{А}} + (n_1 - \lambda / 2) \cdot C_{\text{хр1}}, \quad (3)$$

где $t_{\text{ц1}}$ – среднее время простоя автомобиля в ожидании доставки запчастей с центрального склада.

Потери от хранения запчастей дневного спроса U уменьшаются наполовину ввиду того, что в среднем хранится в течение целого дня $\lambda/2$ единиц.

Если вычесть согласно условию (1) из выражения (3) выражение (2), то получим:

$$\Delta U = (t_{n1} - t_{n2}) \cdot \lambda \cdot C_A + \frac{\lambda}{2} C_{xp1} - \frac{\lambda}{2} C_{xp2}. \quad (4)$$

Ввиду того, что $C_{xp1} \approx C_{xp2}$ и значительно меньше C_A согласно этому выражению величина ΔU всегда положительна. Следовательно, содержание запчастей на промежуточном складе целесообразно практически для всех наименований, но особенно эффективно для деталей наибольшего спроса. Приближенно этот эффект запишется так:

$$\Delta U = (t_{n1} - t_{n2}) \cdot \lambda \cdot C_A. \quad (5)$$

При этом, чем ближе промежуточный склад к ремонтной зоне и зоне ТО-2 по сравнению с центральным складом, тем большее число наименований целесообразно включать в рассматриваемую номенклатуру. Вместе с тем, площади этих складов весьма ограничены и не могут вместить нужную номенклатуру. В этой связи при необходимости можно идти другим путем, а именно – уменьшить периодичность поставок и величину партий запчастей с центрального склада. Тогда текущий запас по каждому наименованию снизится и увеличится общая номенклатура запчастей промежуточного склада. С другой стороны, это приведет к увеличению издержек на поставки. Следовательно, необходимо определить оптимальную периодичность поставок как многономенклатурную задачу управления запасами при критерии минимума издержек:

$$U = m \cdot t_{n1} \cdot \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot P_i \cdot C_{Ai} + + m \cdot t_{n2} \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot (1 - P_i) \cdot C_{Ai} + \frac{C_d}{T_n} \rightarrow \min, \quad (6)$$

где m – количество наименований деталей промежуточного склада; C_d – стоимость доставки деталей всех наименований за один прием; T_n – периодичность поставок в расчете на 1 день; P_i – вероятности дефицита i -х деталей в день.

При этом практически C_d не зависит от периодичности поставок. Как видим, наибольшую сложность представляет в этой формуле определение вероятностей дефицита P_i . Принимая во внимание, что в номенклатуре промежуточного склада имеются оборотные узлы и агрегаты, которые являются крупногабарит-

ными, задачу определения оптимального числа агрегатов каждого наименования следует решать как многономенклатурную.

Ввиду того, что разность между временем доставки деталей с центрального и с промежуточного складов в зону ремонта невелика, издержки от дефицита деталей будут незначительны и расчет страхового запаса деталей каждого наименования можно вести приближенными методами. Главная же задача сводится к определению номенклатуры запчастей, которые необходимо включить в перечень промежуточного склада в количестве, соответствующем хотя бы среднему спросу за период между поставками.

Для установления оптимальной номенклатуры малогабаритных запчастей предлагается следующий подход.

Вначале по учетной документации необходимо определить среднюю суточную интенсивность расхода деталей повышенного спроса и их среднеквадратические отклонения σ_i и провести ранжирование ряда, составленного из величин:

$$R_{li} = \lambda_i \cdot C_{Ai}, \quad (7)$$

в следующем порядке:

$$R_{li} \rangle R_{l,i+1} \rangle R_{l,i+2} \dots R_{l,m-1} \rangle R_{l,m}, \quad (8)$$

благодаря чему будет образована номенклатура деталей с наибольшим числом наименований и общим количеством деталей m .

Для упрощения расчетов можно ограничиться деталями с минимальным спросом $\lambda_i = 1$.

При таком составе промежуточного склада дефицит по каждому наименованию составит 50 %, так как вероятность наличия запчастей при запасе, равном среднему расходу $P_i = 0,5$. Так как издержки простоев автомобилей значительно превышают издержки на содержание наиболее дорогих деталей, учет стоимости отдельных деталей практически не влияет на суммарные издержки. Поэтому наиболее целесообразно стремление к минимизации простоев автомобилей путем исключения по возможности дефицита деталей на промежуточном складе. Особенно важен этот критерий во вторую смену, когда центральный склад не работает и отсутствует возможность организации экстренных поставок. Следовательно, формирование номенклатуры и всего запаса деталей промежуточного склада для предприятий с односменной работой центрального склада должно осуществляться с большей скрупулезностью.

Рассмотрим вначале второй этап формирования номенклатуры деталей при совпадении режимов работы обоих складов. Может оказаться, что целесообразнее не включать в номенклатуру i -ю деталь вообще, зато добавить страховой запас деталей наибольшего спроса.

Критерием для такого ранжирования можно принять издержки:

$$R_{2i} = \lambda_i \cdot t_{n2} \cdot P_i \cdot C_{Ai} \quad (9)$$

и составить ряд

$$R_{2i} > R_{2,i+1} > R_{2,i+2} \dots R_{2,m-1} > R_{2,m} \rightarrow \min, \quad (10)$$

где t_{n2} – время на доставку запчасти из промежуточного склада в зону ремонта.

Рассмотренный ранее на первом этапе ранжированный ряд предполагал 50 % дефицита. Однако для более оперативного управления запасами при сохранении постоянства общего числа деталей, вмещающихся в промежуточный склад, целесообразно уменьшить номенклатуру за счет создания некоторой избыточности деталей повышенного спроса (группа A) и исключения некоторой доли наименований среднего спроса (группа B).

Приняв закон распределения спроса всех деталей нормальным, можно по правилу трех

сигм предварительно закладывать страховые запасы для группы A в пределах $3 \cdot \lambda$, что будет соответствовать вероятностям дефицита 0,02. Для группы B можно, ограничиться $B = 2 \cdot \lambda$, т. е. $P_i = 0,16$. Естественно, что размеры страховых запасов будут зависеть от периодичностей поставок T_n . Ввиду того, что коэффициенты вариации законов распределения спроса в конкретных условиях эксплуатации почти постоянны, то для упрощения сбора исходных данных следует ограничиться выборочным методом определения характеристик законов распределения, а для основной номенклатуры выявить лишь средний расход.

Рассмотренная методика формирования номенклатуры запчастей промежуточного склада справедлива при одновременном функционировании центрального склада.

Таким образом, при наличии исходных данных для приведенного выше алгоритма расчета запасов промежуточного склада АТП представляется возможным минимизировать суммарные потери предприятий от простоев автомобилей и омертвления оборотных средств, затрачиваемых на приобретение запчастей и содержание оборотного фонда узлов и агрегатов.

УДК 656.132.072

С. А. Ширяев

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА РЕГИОНА

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: ap@vstu.ru, sh-sa@mail.ru)

В статье рассмотрены основные направления комплексного развития всех видов городского и пригородного транспорта г. Волгограда и Волгоградской области, обеспечивающие высокое качество услуг, предоставляемых пассажирам.

Ключевые слова: транспорт, пассажир, обслуживание, развитие, качество, приоритет, модернизация.

In the article the main areas of integrated development of all types of urban and suburban transport of Volgograd and the Volgograd region, providing high quality services to passengers.

Keywords: transport, passenger services, development, quality, priority, the modernization.

Система пассажирского транспорта занимает особое место в силу того, что она обеспечивает жизнедеятельность и эффективность функционирования, как всей страны, так и ее регионов. К сожалению, в настоящее время, на транспорте накопилось много нерешенных проблем, основными из которых являются: высокий (до 70 %) износ основных фондов, устаревшие транспортные технологии; недостаточная пропускная способность автомобильных дорог, годами неменяющаяся улично-дорожная

сеть; высокий уровень дорожно-транспортных происшествий; низкая экологическая безопасность эксплуатируемого подвижного состава; недостаточная информатизация транспортных процессов и ряд других.

Для решения указанных выше проблем предлагается концепция стратегического развития всех видов городского и пригородного транспорта г. Волгограда и Волгоградской области, обеспечивающая высокое качество услуг, предоставляемых пассажирам. Концепция

учитывает общие направления и прогнозы развития промышленного и сельскохозяйственного комплекса области и ее социальной сферы, а также требования экономической эффективности капитальных вложений и предусматривает существенное повышение технического уровня всех видов транспорта, их обновление и модернизацию. При этом перевозчики должны не только гарантированно и эффективно удовлетворять потребности в перевозках пассажиров, но и обеспечивать социальные, природоохранные и другие специальные требования, а также снижать транспортные издержки, устанавливать экономически обоснованные тарифы, повышать конкурентоспособность своих транспортных предприятий.

Сущность концепции заключается в том, что созданная на ее основе система городского и пригородного пассажирского транспорта, должна (по сравнению с существующей в настоящее время системой) быть более быстрой, разнообразной, безопасной, доступной, экологичной, управляемой, комфортабельной, информативной и технологичной. Перечисленные выше преимущества (представленные на рисунке) в то же время являются основными направлениями или приоритетами развития пассажирского транспорта региона.

Основной и первоочередной задачей реализации предлагаемой концепции является техническое перевооружение подвижного состава и объектов транспортной инфраструктуры Волгоградской области. Без этого нельзя добиться существенного улучшения эффективного обслуживания экономики и населения, а также обеспечить в полной мере безопасность перевозок и охрану окружающей среды.

Обновление и пополнение парков транспортных средств предпочтительно осуществлять за счет новых перспективных типов и моделей подвижного состава (автобусов, троллейбусов, трамваев, вагонов, локомотивов, речных судов), имеющие более высокий коэффициент полезного действия, потребляющих меньше энергоресурсов, более полно удовлетворяющих требованиям по безопасности перевозок и охране окружающей среды.

При этом важно создать рациональную структуру этих парков по количеству (мощности), пассажироместимости, специализации, виду потребляемого топлива и другим параметрам, которые бы соответствовали прогнозируемой потребности в перевозках.

Необходимо также улучшить состояние и техническую оснащенность объектов инфраструктуры, привести их в соответствие с современными требованиями, ликвидировать имеющиеся узкие места, увеличить пропускную и провозную возможность звеньев, ограничивающих перевозки, создать условия для полной реализации технических возможностей современных транспортных средств.

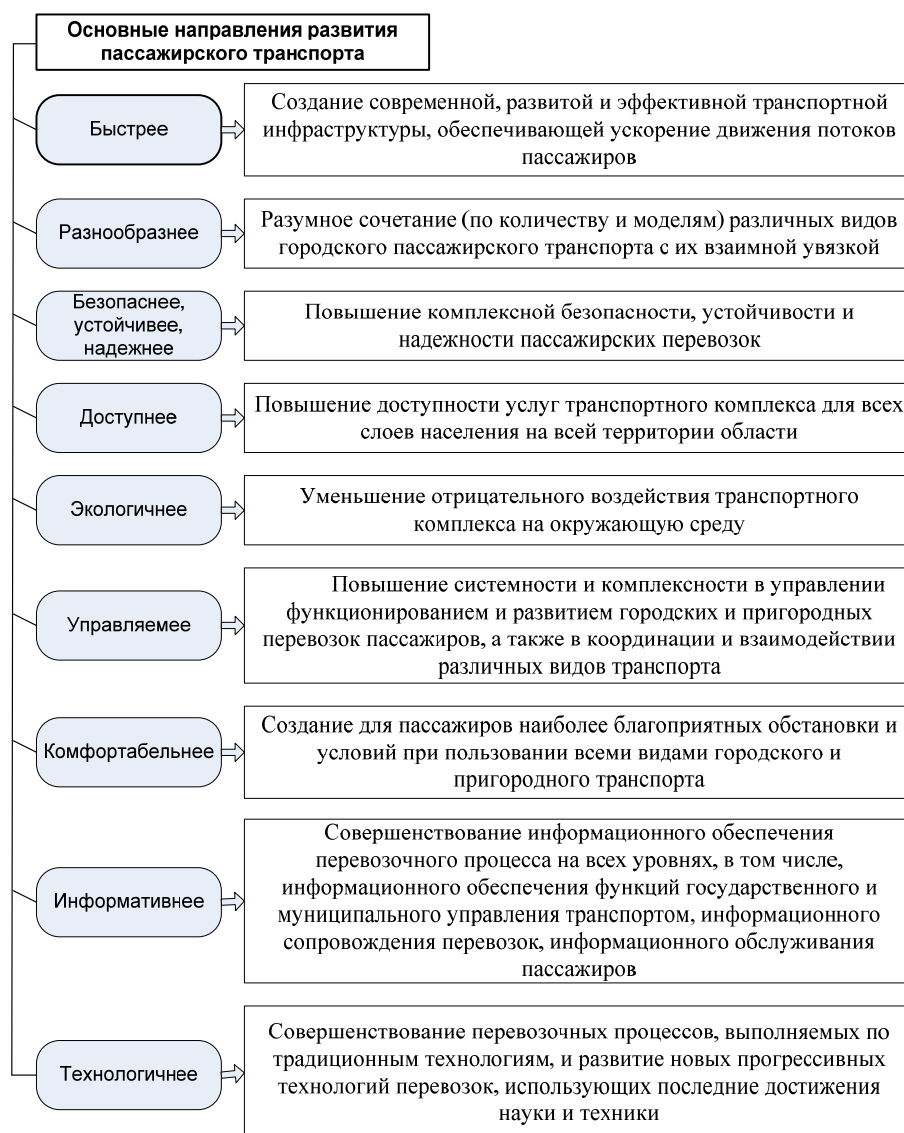
Меры по повышению технического уровня транспорта должны быть дополнены и подкреплены мероприятиями организационного, экономического, правового и административного характера, позволяющими улучшить управление перевозочным процессом.

Техническое перевооружение и повышение эффективности перевозочного процесса невозможно в полной мере выполнить без проведения различных (как по целям и задачам, так и по объемам и степени охвата изучаемых объектов и явлений) систематических исследований на городском и пригородном пассажирском транспорте. Это позволит получать исчерпывающую, независимую, своевременную и объективную информацию: о фактических пассажиропотоках, сложившихся на каждом маршруте; о подвижном составе, его работе и степени его соответствия требованиям, предъявляемым к конкретным перевозкам; о субъективных мнениях пассажиров, пользующихся этими маршрутами и степени их удовлетворенности качеством перевозок на них; о рациональности размещения и соотношения конфигурации трасс движения городского транспорта реальным условиям перевозок, сложившимся в каждом конкретном районе города и области; о правомерности установления тарифов за перевозки и многое другое. Выполнение таких исследований позволит всесторонне проанализировать состояние пассажирских перевозок, выявить их узкие места, попытаться устранить или свести к минимуму существующие недостатки, прогнозировать дальнейшие развитие перевозок. Это является основой для принятия большинства решений по вопросам развития пассажирского транспорта региона, а также для обоснования многих экономических и организационных мероприятий, связанных с реформированием транспорта и его работой в рыночных условиях.

Решение задачи модернизации парков транспортных средств и производственной инфраструктуры пассажирского транспорта общего пользования возможно только при создании

условий для организации устойчивого процесса воспроизводства его основных фондов. Эта задача может быть решена с привлечением част-

ных инвестиций и использованием механизмов стимулирующей поддержки субъектов Федерации и государства.



Основные приоритеты комплексного развития пассажирского транспорта

Главной задачей в сфере финансирования операционной деятельности предприятий пассажирского транспорта общего пользования является разработка механизмов повышения уровня их самоокупаемости. Для этого необходимо сформировать гибкую тарифную систему, учитывающую интересы населения и операторов, обеспечить полноту сбора выручки, реализовать эффективные и прозрачные механизмы компенсации выпадающих доходов от предоставления натуральных льгот по оплате проезда, стимулировать снижение затрат, обеспечить равный доступ к финансовой поддержке всех операторов.

В сфере инвестиций необходимо перейти к постепенному обновлению основных фондов предприятий, в том числе на основе субсидирования лизинговых и кредитных схем при реализации проектов развития пассажирского транспорта общего пользования, создать организационные и правовые условия для привлечения частных инвестиций, снижения рисков и обеспечения приемлемых сроков окупаемости инвестиций, а также накопления и использования для этой цели собственных средств предприятий.

Таким образом, техническое перевооружение городского и пригородного транспорта Вол-

гоградской области представляет собой широкий круг взаимосвязанных технических, экономических и организационных вопросов, решение которых должно опираться на научные разработки и учитывать:

соответствие развития пассажирского транспорта общим направлениям социально-экономического развития региона и страны в целом, что необходимо для своевременного удовлетворения спроса на пассажирские перевозки;

согласованное развитие всех видов транспорта общего пользования, обеспечивающее их гармоничное сочетание на рынке транспортных услуг и рациональное участие в перевозках, что должно обеспечить снижение транспортных издержек;

общие закономерности формирования транспортных систем (пропорциональность развития транспортного хозяйства, рациональные схемы транспортной сети, оптимальные режимы работы и т. д.), что должно обеспечить высокую эффективность инвестиций.

Наиболее эффективно проблема модернизации транспортной системы может быть решена только при условии рассмотрения всех видов транспорта общего пользования как составных частей единой транспортной системы и определения необходимых мер по их развитию на основе единой методики и общих исходных данных.

Предлагаемые в концепции приоритеты развития всех видов городского и пригородного транспорта могут служить основой для разработки целевых программ в области пассажирского транспорта Волгоградской области.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проблемы организации пригородных перевозок пассажиров / В. А. Гудков, С. А. Ширяев, Н. В. Дулина, В. С. Поленичкин // Автомобильный транспорт. – 1995. – № 8. – С. 18–20.
2. Гудков, В. А. Численность транспорта в пригородном сообщении / В. А. Гудков, С. А. Ширяев, О. В. Устинова // Грузовое и пассажирское автохозяйство. – 2006. – № 9. – С. 38–39.
3. Раюшкина, А. А. Экономическое обоснование выбора варианта инвестирования технического оснащения предприятий автосервиса / А. А. Раюшкина, С. Н. Родионов, С. А. Ширяев // Теоретические и прикладные проблемы сервиса. – 2008. – № 2. – С. 46–49.
4. Повышение эффективности и качества доставки пассажиров в городских условиях / А. В. Дмитриев, В. А. Гудков, А. А. Раюшкина, Е. С. Шипилов, С. А. Ширяев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 113–116. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).
5. Прогнозирование распределения пассажиропотоков по различным видам городского общественного транспорта с учетом требований, предъявляемых пассажирами к перевозкам / Е. С. Шипилов, А. А. Раюшкина, С. А. Ширяев, В. А. Гудков, А. В. Дмитриев // Изв. ВолгГТУ: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. – Волгоград, 2010. – № 10. – С. 130–133. (Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 3).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.3.017

М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ РАБОТЫ ТОРМОЗНЫХ ЦИЛИНДРОВ И ПАРАМЕТРОВ ИХ ИСПЫТАНИЙ*

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: poluektov@vstu.ru)

Проведена оценка условий работы главного и рабочих тормозных цилиндров автоматизированной тормозной системы. Выполнено сопоставление нормативных требований к испытаниям тормозных цилиндров с режимами реальной эксплуатации. Выработаны рекомендации по корректированию нормативов испытаний тормозных цилиндров автомобилей с АБС.

Ключевые слова: автомобиль, автоматизированная тормозная система, испытания, ресурс, тормозной цилиндр.

The estimation of working conditions of master and wheel brake cylinders of automated braking system is carried out. Comparison between standard requirements to the brake cylinders tests and real exploitation is performed. The recommendations of correcting the standards of brake cylinders tests of automobile with ABS are worked out.

Keywords: automobile, automated braking system, tests, resource, brake cylinder.

Тормозные цилиндры являются важнейшими элементами гидравлического тормозного привода автомобиля. От качества их работы напрямую зависит эффективность торможения автомобиля, а следовательно, и безопасность дорожного движения.

Основными, конструктивно сложными элементами гидравлического тормозного привода являются главный (ГТЦ) и рабочие (РТЦ) тормозные цилиндры. Главный тормозной цилиндр практически всех моделей автомобилей располагается в подкапотном пространстве, его функционирование преимущественно происходит в условиях высоких температур окружающего воздуха, нагреваемого от работающего двигателя. В свою очередь, функционирование рабочих тормозных цилиндров происходит при температурах, изменяющихся в довольно широких пределах. Наряду с этим, вследствие специфики своего расположения, они подвержены попаданию загрязнений.

Еще более неблагоприятные условия работы тормозных цилиндров создаются при наличии на автомобиле антиблокировочной системы

(АБС). Функционирование известных АБС экстремального типа способствует возникновению нового режима нагружения тормозных цилиндров, при котором усилие, воздействующее на их поршни, изменяется циклически с относительно высокой частотой, но небольшой амплитудой [1, 2]. Такой режим работы неизбежно будет способствовать, в той или иной степени, снижению показателей долговечности и безотказности тормозных цилиндров. Следовательно, актуальной задачей является исследование режимов работы тормозных цилиндров при функционировании АБС с целью разработки мероприятий по повышению их эксплуатационной надежности.

В настоящее время нормативным документом, которому должны соответствовать параметры ресурса тормозных цилиндров в России, является ГОСТ Р 52431–2005 [3]. Данный документ устанавливает виды испытаний тормозных цилиндров, методику их проведения, значения параметров испытаний, нормативные требования к цилиндрам, а также содержит рекомендуемые схемы оборудования для проведения испытаний различных типов.

В рамках данного исследования особый интерес представляют испытания тормозных ци-

* Работа выполнена при поддержке Гранта Президента РФ МК – 4742.2010.8.

линдров при циклически изменяющейся нагрузке, предусмотренные ГОСТ. Проведенные сопоставления показывают, что требования ГОСТ соответствуют условиям работы тормозного цилиндра в случае применения водителем прерывистого торможения. Однако для автоматизированных тормозных систем характерны совершенно иные значения параметров.

Так, если нормативное количество циклов изменения давления при испытаниях, равное 150 тысячам, соответствует пробегу автомобиля с традиционной тормозной системой, равному примерно 60 тыс. км, что довольно близко к средней величине ресурса ГТЦ, полученной по данным станций технического обслуживания автомобилей ВАЗ, то для автомобилей с АБС то же количество циклов будет достигнуто в среднем при пробеге 10–11 тыс. км. Безусловно, полученные результаты не свидетельствуют о достижении предельного состояния, однако показывают, насколько значительно меняются условия работы тормозных цилиндров, что говорит о необходимости внесения соответствующих изменений в параметры испытаний ГТЦ и РТЦ.

В соответствии с требованиями ГОСТ Р 52431–2005, при проведении испытаний по оценке долговечности в условиях циклического нагружения амплитуда перемещения поршней тормозных цилиндров должна находиться на уровне не менее 2/3 от их полного хода. Применительно к автомобилям ВАЗ для ГТЦ это составит 10–12 мм. С целью сравнения полученной величины с реальными перемещениями поршней в процессе функционирования АБС, была проведена серия экспериментов. На осно-

ве данных о диапазоне изменения давлений в тормозном приводе при работе АБС были получены результаты, представленные в табл. 1.

Данные, приведенные в табл. 1, свидетельствуют о том, что для создания условий, идентичных режиму экстренного торможения автомобиля с АБС, необходимо проводить испытания тормозных цилиндров при небольших значениях амплитуды перемещения их поршней. В таких условиях изменение технического состояния элементов тормозных цилиндров может быть качественно иным, чем при традиционной работе с большими перемещениями.

Таблица 1

**Перемещение поршней тормозных цилиндров
в зависимости от амплитуды изменения давления
в гидравлическом приводе**

Объект	Величина перемещения поршня, мм		
	Изменение давления в приводе, %		
	10	30	50
Рабочий тормозной цилиндр заднего тормозного механизма	0,02	0,05	0,09
Рабочий тормозной цилиндр переднего тормозного механизма	0,02	0,05	0,07
Главный тормозной цилиндр	0,28	0,7	1,06

В табл. 2 представлено сопоставление параметров испытаний по ГОСТ Р 52431–2005 со значениями тех же параметров при работе существующих моделей АБС.

Таблица 2

**Сопоставление параметров испытаний главного тормозного цилиндра
по ГОСТ Р 52431–2005 с параметрами функционирования АБС**

Параметры	Значения параметров	
	ГОСТ Р 52431–2005	Для наиболее распространенных АБС
1. Частота нагружения, Гц	0,5–1,0 (30–60 циклов в мин)	2–25
2. Амплитуда перемещения поршней главного тормозного цилиндра, мм	Для ВАЗ-2110 ≈ 11 (не менее 2/3 от полного хода)	1–3
3. Изменение давления в тормозной системе, МПа	0–7	0–10

Таким образом, применительно к тормозным цилиндрам, предназначенным для работы в автоматизированных тормозных системах,

следует рекомендовать проведение дополнительных ресурсных испытаний в условиях, представленных выше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. АБС и ресурс элементов тормозной системы / А. А. Ревин, М. В. Полуэктов, М. Г. Радченко // Автомобильная промышленность. – 2009. – № 10. – С. 39–40.
2. Радченко, М. Г. Brake cylinders resource investigation of an automobile with ABS / М. Г. Радченко, М. В. Полуэктов, А.

А. Ревин // XXIX Seminarium Kol Naukowych «Mechanikow», Warszawa, 22–23 kwietnia 2010 r. : referaty / Wojskowa Akademia Techniczna. – Warszawa, 2010. – S. 425–428.

3. ГОСТ Р 52431–2005. Автомобильные транспортные средства. Аппараты тормозных систем с гидравлическим приводом тормозов. Технические требования и методы испытаний. – М.: Стандартинформ, 2006. – 20 с.

УДК 629.113-59

А. А. Ревин, И. С. Жуков, В. С. Шкарупелов

**МЕТОДОЛОГИЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ С АБС В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Волгоградский государственный технический университет

(e-mail: revin@vstu.ru)

Рассмотрены возможности диагностирования технического состояния тормозной системы автомобиля с АБС в процессе эксплуатации. Представлена концепция совместного использования бортовых средств и стендов для диагностирования.

Ключевые слова: автомобиль, антиблокировочная система (АБС), диагностика, стенд.

Possibilities of diagnosing a technical condition of brake system of the car with ABS while in service are considered. The concept of sharing of onboard means and stands for diagnosing is presented.

Keywords: the car, antiblocking system (ABS), diagnostics, the stand.

Количество автомобилей, имеющих антиблокировочную систему АБС, на дорогах страны с каждым годом неуклонно растет, чему способствует установка производителями ведущих автомобильных фирм АБС в качестве штатной системы, а не опции по заказу, как это было до недавнего времени.

Данное обстоятельство диктует необходимость контроля технического состояния тормозной системы и АБС в процессе эксплуатации. При этом очевидно, что прежние методы проверки технического состояния с периодичностью Д1 на современном этапе не устраивают прежде всего по причине отсутствия у водителя визуальных методов контроля по следу юза колес, так как эффективно работающая АБС, как известно, следов на поверхности дороги не оставляет.

При этом известно, что затормаживание колеса в докритической по проскальзыванию области $\Phi(S)$ -диаграммы при полностью обжатой тормозной педали может быть вызвано рядом причин, которые свидетельствуют о неисправности тормозного привода (например, наличие пузырьков воздуха), или тормозного механизма (например, замасливание тормозных колодок). Практика эксплуатации показывает, что даже опытный водитель зачастую затрудняется оценить ситуацию, а об основной массе нынешних водителей и говорить не приходится. Поэтому,

учитывая важность влияния эффективной работы тормозной системы на активную безопасность автомобиля, требование постоянного контроля за ее техническим состоянием, а не с периодичностью Д1, в современных условиях становится очевидным.

Что же предлагают производители АБС для решения этой задачи? Прежде всего АБС оснащается системой самоконтроля, которая осуществляет проверку исправности электрических цепей и уровня сигнала. Так, обрыв цепи питания модулятора или датчика немедленно приведет к отключению АБС и подаче предупреждающего сигнала водителю. Однако, очевидно, что данная система не исчерпывает возможные неисправности ее элементов. Помимо вышесказанных можно добавить, например, такие как изменение сечения каналов модулятора вследствие их засорения, задержка при срабатывании клапанов, угловая податливость статора датчика АБС, ослабление стягивающих тормозные колодки пружин и т. п. При этом система самодиагностики АБС сигнала о неисправности не подает.

Вышесказанное обуславливает необходимость наличия на борту автомобиля с АБС на порядок более сложной, чем существующая, системы диагностики в первую очередь по параметрам эффективности, что фактически будет заменять «интуицию» опытного водителя.

При этом основной целью бортовой диагностики будет выявление несоответствия задаваемых режимов торможения и выходных контролируемых параметров с целью формирования команды о необходимости проверки тормозов автомобиля на диагностическом стенде. В лучшем случае система может формировать коды неисправностей для их локализации.

Предпосылками такой системы можно считать выполненные в ВолгГТУ исследования одного из авторов с В. В. Котовым по пневматическому приводу тормозов [1] и Х. Мажедом по гидравлическому приводу тормозов [2], в которых разработаны структурно-следственные схемы для основных неисправностей тормозного привода.

Безусловно, основным преимуществом бортовой диагностики в рассматриваемом случае является постоянный анализ в процессе каждого торможения автомобиля исправности технического состояния тормозного привода и способности его решать основную задачу – обеспечение эффективного замедления автомобиля в реальных условиях эксплуатации. Вместе с тем, последнее обстоятельство формирует и своеобразную «ахиллесову пятю» – влияние различного рода случайных факторов на процесс затормаживания колес автомобиля и, главным образом, нестабильность характеристик сцепления шины с дорогой как по пути, так и в поперечном направлении.

Последнее устраняется при стендовой диагностике, когда появляется возможность обеспечения максимальной воспроизводимости при проведении испытаний, что является важнейшим условием надежного диагностирования. Существующие стенды, на которых возможно диагностирование автомобиля с АБС можно разделить на две большие группы: роликовые силовые и барабанные инерционные. Площадочные опускаем из рассмотрения из-за необходимости обеспечения сравнительно высоких скоростей движения. Тогда, в стендах первой группы обеспечивается максимально возможное сцепление шины с поверхностью ролика за счет нанесения на нее продольного рифления. Основной задачей при этом является проверка эффективности функционирования тормозных механизмов и системы в целом на основе оценки реализованных тормозных моментов.

Поэтому проверка тормозной системы автомобиля с АБС на таких стендах возможна лишь при введении дополнительных устройств

(часто управляемых от ЭВМ), позволяющих обеспечить изменение относительного проскальзывания колеса относительно ролика или последнего относительно привода. Подобная конструкция представлена на рисунке. Стенд отличается от обычного роликового стенда приводом роликов и алгоритмом работы. Привод тормозного стенда основан на автоматизированной гидрообъемной трансмиссии с обратной связью.

Работает он следующим образом (показано для одного колеса). Колесо автомобиля опирается на ролик стенда 1, разгоняется гидромотором 2 со скоростью $\omega_{\text{гм}}$, являющейся скоростью колеса, значения которой снимается датчиком скорости колеса автомобиля (на рисунке не показан). За счет информации, получаемой от датчиков стенда, в том числе датчика давления 3, электронный блок управления выполняет управление гидравлическим клапаном 4, регулирующим подачу рабочей жидкости. Получаем, что скорость вращения насоса $\omega_{\text{н}}$, передаваемая от электродвигателя, имитирует скорость движения реального автомобиля, значения которой снимается датчиком скорости. Следовательно, формулу относительного скольжения для стенда можно записать следующим образом:

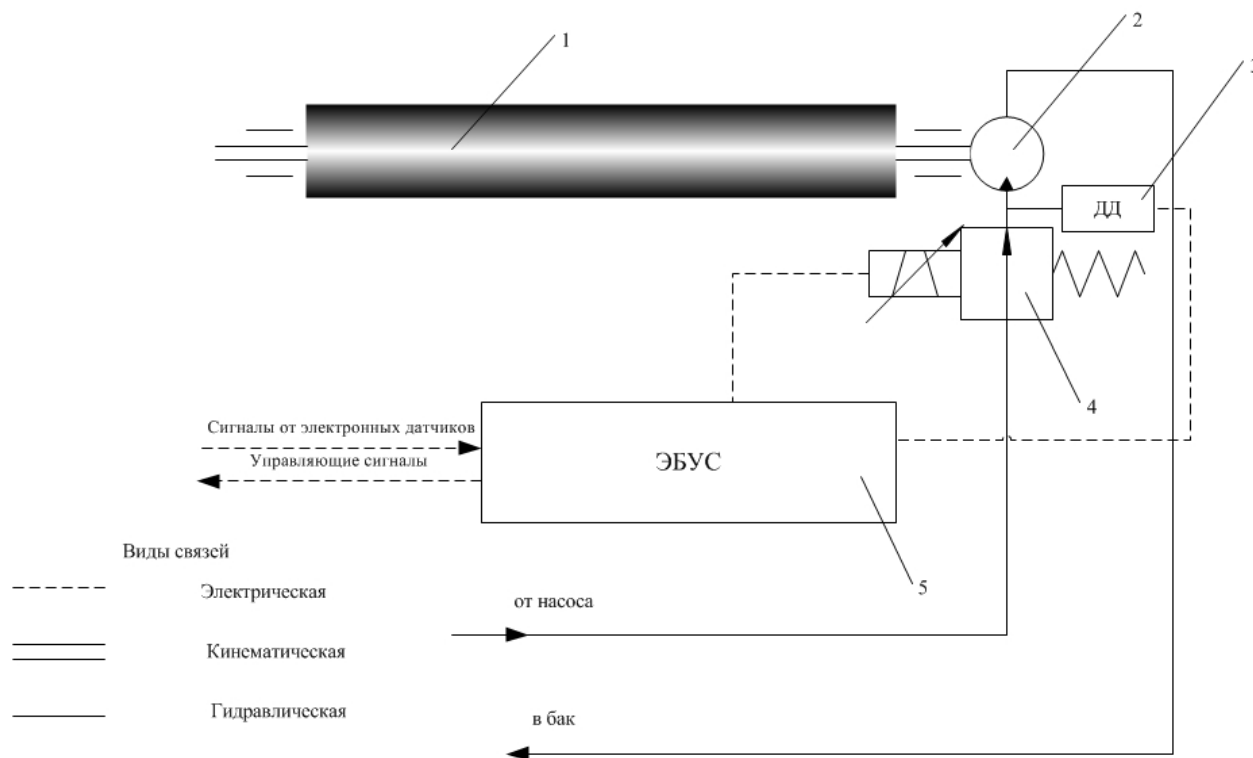
$$\lambda_{\text{ст}} = 1 - \lambda_0 \omega_{\text{к}} / \omega_{\text{т}}, \quad (1)$$

где λ_0 – нулевое скольжение, при помощи которого учитываются объемные потери при холостом ходе объемной передачи насос-мотор.

Подобного типа стенд позволяет проводить испытания тормозных систем автомобилей с АБС, моделируя изменение коэффициента сцепления между колесом и дорогой в очень широких пределах. Следовательно, появляется возможность задания индивидуальных дорожных условий.

Основным недостатком подобных конструкций является фактическое увеличение момента инерции пары «колесо-ролик стенда» при отсутствии между ними проскальзывания за счет момента инерции ролика, а также существенное отличие пятна контакта шины по сравнению с дорогой, что, несомненно, скажется на результатах диагностирования. Первый недостаток в стенде легко устраняется за счет регулировки сопротивления торможению.

Инерционные барабанные стенды часто имеют покрытие с близкими к дорожным характеристиками, однако достаточно громоздки и до-



Тормозной роликовый стенд с гидрообъемным приводом:

1 – барабан; 2 – гидродвигатель; 3 – датчик давления; 4 – клапан гидравлический с переменным двухходовым электроприводом; 5 – электронный блок управления стендом

роги. Последнее объясняется необходимостью обеспечением формы контакта шины, близкой к дорожным условиям и по этой причине необходимостью выполнения следующего соотношения диаметров барабана и колеса автомобиля $d_{\text{бар}} = (0,5-0,7) \cdot d_{\text{кол}}$. Ряд исследователей, например Д. А. Антонов, считают, что это соотношение должно быть не менее 1,5, что существенно увеличивает габариты стенда.

К усложнению конструкции данного типа стендов также приводят системы очистки тормозного барабана от продуктов износа шин, впрыска эмульсии при имитации низких сцепных свойств и т. п.

К сказанному необходимо добавить требование к минимальной скорости вращения колес испытываемого автомобиля, необходимой для срабатывания АБС. Согласно прил. 13 к Правилам 13 ЕЭКООН юз колес при функционировании АБС допускается при скорости автомобиля ниже 15 км/ч. Следовательно, с учетом переходного процесса для гарантированного срабатывания АБС, в процессе испытаний необходимо, чтобы скорость вращения барабанов соответствовала линейной скорости автомобиля не менее, чем 30–35 км/ч. По имеющимся данным в реализованных созданных за рубежом

конструкциях тормозные барабаны на исследовательских стендах такого типа развивают скорость, соответствующую 40 км/ч линейной скорости автомобиля. Вышесказанное увеличивает стоимость и громоздкость стендового оборудования, что существенно ограничивает широту их распространения при диагностике.

Выходом из создавшейся ситуации является комплексный подход, при котором диагностирование бортовыми средствами по параметрам эффективности позволит осуществить постоянный, при каждом торможении, общий контроль за техническим состоянием тормозной системы автомобиля с АБС. В случае возникновения отказа или неисправности, влияющей на эффективность торможения автомобиля с АБС, водитель будет проинформирован о необходимости проведения поэлементной диагностики на стенде. Это даст уверенность водителю в исправности тормозной системы и тем самым повысит безопасность движения. Для поэлементной диагностики при этом целесообразно использовать широко распространенные и относительно недорогие силовые роликовые стенды, например, производства ГАРО с соответствующей доработкой как методики проведения испытаний, так и дополнительного обо-

рудования. Последнее представляет собой задатчики режимов с имитацией изменения сигнала угловой скорости колеса или команд, подаваемых логическим блоком на модулятор.

Схема подключения задатчика режимов показана на рисунке. При этом генератор тестовых сигналов при диагностировании подключается к логическому блоку АБС вместо колесного датчика и генерируется частотный сигнал, имитирующий сигнал, подаваемый с датчика АБС с изменением сигнала в соответствии с зависимостью

$$U = A \cdot (180 - e^{\omega t l}) \cdot \cos(e^{\omega t k} \cdot \omega t), \quad (2)$$

где U – входной сигнал, A – начальная частота сигнала, соответствующая угловой скорости колес автомобиля с заданным значением линейной скорости (например, 90 км/ч), ω – круговая частота, k – коэффициент затухания частоты, l – коэффициент затухания сигнала.

Тогда производная от угловой скорости колеса (частоты входного сигнала) определит нам величину реализованного углового ускорения, на которую обычно настраивается срабатывание АБС.

Само функционирование АБС можно проследить по изменениям величины тормозного момента, фиксируемого стандартным комплектом регистрирующей аппаратуры стендов подобного типа. Изменяя круговую частоту генератора сигналов можно определить минимальные угловые замедления затормаживаемых колес, при которых начинается функционирование АБС и, тем самым, продиагностировать стабильность настройки логического блока. Кроме того, осуществляется проверка срабатывания модулятора АБС по темпам изменения тормозного момента на колесе, запаздывание отработки команд и тому подобное, что фиксируется стандартной аппаратурой стенда.

Возможен второй вариант, когда команды на срабатывание модулятора подаются непо-

средственно с тестового генератора (естественно, отличающиеся от частотного сигнала датчика) минуя логический блок. В этом случае оценка исправности модулятора и элементов тормозной системы производится на основе сравнения сигналов задатчика и изменения тормозного момента на колесе (запаздывание отработки команд, темпы нарастания и падения тормозного момента и т. п.).

В целом предлагаемая методология диагностирования тормозной системы автомобиля с АБС позволит следующее:

- за счет применения бортовых средств диагностирования обеспечить постоянный контроль за техническим состоянием важнейшей системы автомобиля, влияющей на безопасность движения, исключив субъективную оценку водителем;
- углубленную поэлементную диагностику целесообразно проводить в стендовых условиях с максимально возможным исключением влияющих на процесс случайных факторов;
- для широкого внедрения процесса диагностирования в практику ТО автомобилей с АБС целесообразно использовать широко распространенное апробированное стендовое оборудование отечественного производства со сравнительно небольшой стоимостью и габаритными размерами, например, силовые роликовые стенды, при соответствующей их доработке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ревин, А. А. Диагностирование пневматической тормозной системы автомобиля с АБС по параметрам рабочего процесса / А. А. Ревин, В. В. Котов, В. В. Еронтаев // Известия вузов: Машиностроение. – 2007. – № 7. – С. 26–31.
2. Ревин, А. А. Средства и методы физических основ получения диагностических признаков тормозной системы автомобиля с АБС / А. А. Ревин // Сб. трудов межд. науч.-практ. конф. «Прогресс транспортных средств и систем». – Волгоград, 1999. – С. 129–132.

УДК 656.13 (080.8)

*В. В. Савельев***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗНАШИВАНИЯ
БЛОКОВ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВАЗ-2111****ГОУ ВПО Самарский государственный технический университет, филиал в г. Сызрань**

(e-mail: kaf-rtс@yandex.ru)

В статье рассматриваются вопросы, связанные с неравномерностью изнашивания блоков цилиндров двигателей ВАЗ-2111 в процессе эксплуатации. Приведены результаты микрометрирования блоков цилиндров при поступлении двигателей в первый капитальный ремонт, а также определены зависимости износа цилиндров блока от наработки автомобиля.

Ключевые слова: двигатель, износ цилиндров блока, ресурс, неравномерность изнашивания, капитальный ремонт.

This article deals with the chief causes of VAZ-2111 cylinder blocks engines overhaul. Statistical data on emergency wear of cylinder block necks and are presented as well as necessary conditions for engine emergency repairs decrease during operation activity.

Keywords: engine, cylinder block wear, uneven wear, overhaul.

В процессе эксплуатации изнашивание всех трущихся деталей двигателя является естественным и неизбежным процессом. При этом износ блока цилиндров и для «эксплуатационников», и для «ремонтников» представляет особый интерес. Во-первых, износ блока цилиндров влияет на основные технические характеристики двигателя, во-вторых, его ремонт (замена) связан со значительными материальными и трудовыми затратами и, в-третьих, износ блока цилиндров лимитирует ресурс двигателя до КР.

Для определения технического состояния пары трения «цилиндр – поршень – поршневое кольцо» используются различные способы: измерение компрессии, расхода масла на угар, разряжения во впускном коллекторе, диагностика посторонних шумов в двигателе и т. п. Однако окончательное решение о необходимости ремонта блока цилиндров, т. е. расточки и хонингования на следующий ремонтный размер, принимается только после полной разборки двигателя и его дефектовки.

Рассмотрим величины и характер износа цилиндров блока двигателей ВАЗ-2111 (8-клапанный, объем – 1,5 л), устанавливаемых ОАО «АВТОВАЗ» в период с 1998 по 2007 гг. преимущественно на автомобилях семейств Lada-Samara и Lada-110. Статистические данные по износу и изменению геометрической формы цилиндров получали путем измерения износов в плоскости перпендикулярной (направление А) и параллельной оси коленчатого вала (направление Б) в четырех поясах [1]. Первый пояс измерения располагался в 7 мм от верхней привалочной плоскости блока цилиндров, второй – в 15, третий – в 45, четвертый – в 80 мм.

При измерении использовали индикаторы нутромеры НИ 50-100 ГОСТ 868–82.

Измерения, выполненные на 44 блоках цилиндров (каталожный номер 2111-1002011) двигателей ВАЗ-2111, поступивших в первый капитальный ремонт при пробегах 80–260 тыс. км показали, что эпюра распределения износов по различным поясам и сечениям стенок цилиндров представляют собой типичную картину износов многих двигателей. За номинальный диаметр неизношенного цилиндра блока принята величина равная 82,01 мм. Наибольших размеров износ цилиндров достигает в зоне остановки первого компрессионного кольца (пояс I) при положении поршня в в.м.т., наименьших – в нижней части блока (напротив маслосъемного кольца) при положении поршня в н.м.т.

Основными причинами изнашивания цилиндров по образующей являются истирающее действие поршневых колец и коррозионное воздействие продуктов сгорания на стенки цилиндров. При сгорании (взрыве) рабочей смеси газы прорываются под кольца, особенно верхние компрессионные, в результате чего увеличивается удельное давление поршневых колец на стенки цилиндра, в связи с чем, смазывание трущихся деталей ухудшается. Кроме того, на смазку влияет и высокая температура горения рабочей смеси (2000–2200 °С [2]), из-за которой уменьшается вязкость масла и прочность масляной пленки.

При этом поверхность цилиндра подвергается и коррозионно-механическому изнашиванию. В результате сочетания механического изнашивания и агрессивного воздействия среды, под действием которой на поверхности трения образуются непрочные пленки окислов железа, кото-

рые снимаются кольцами при механическом трении, а обнажающие поверхности опять окисляются. Частицы окислов, снятые с поверхности

цилиндра, имеют значительно бóльшую твердость, чем основной металл, и поэтому в дальнейшем могут действовать, как абразивы.

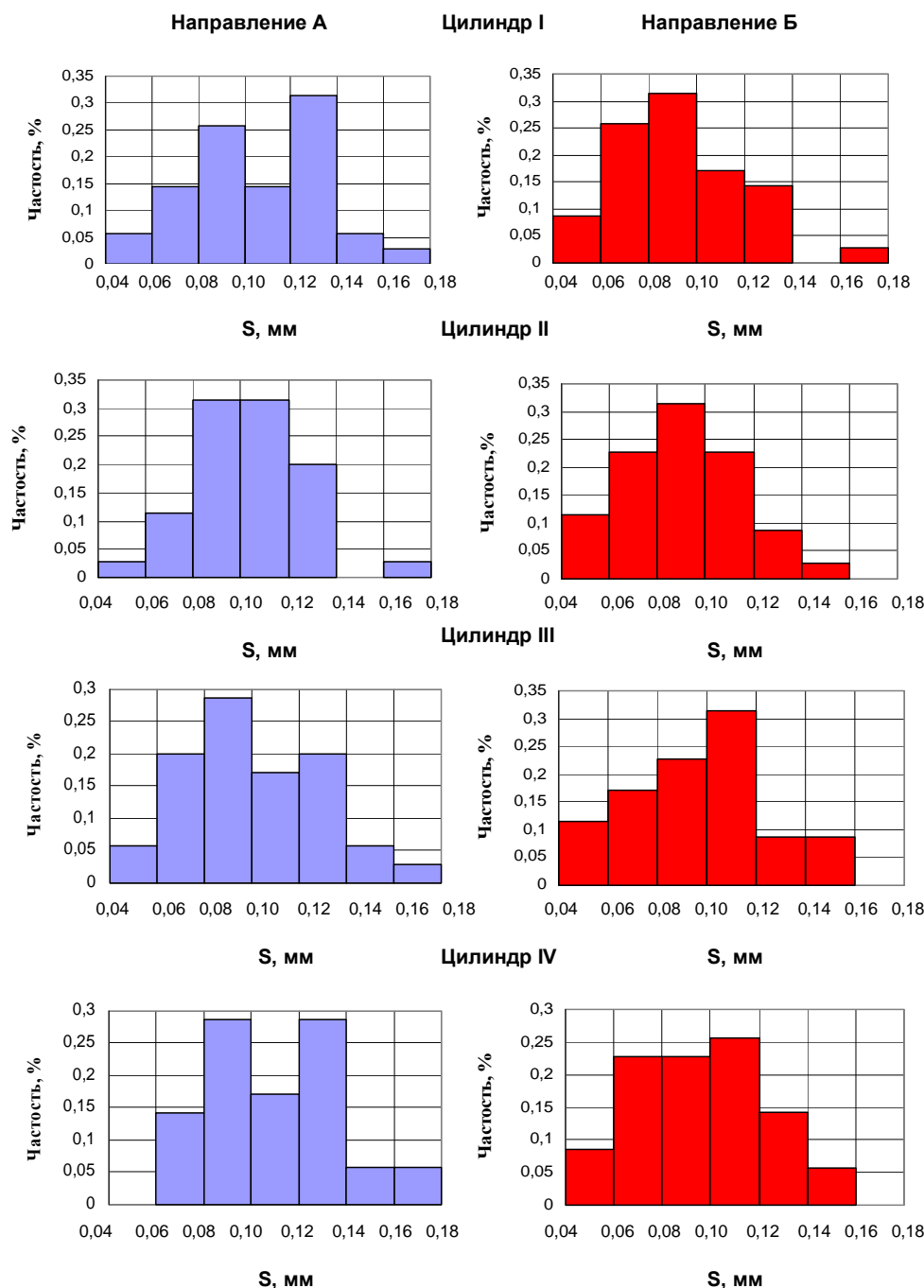


Рис. 1. Распределение износов цилиндров блока двигателей ВАЗ-2111 S_i , мм

На остальной части цилиндра (третий и четвертый пояса), по-видимому, преобладает гидродинамическая смазка, при которой трущиеся поверхности разделены слоем смазки. При этом непосредственный контакт металлических поверхностей имеет единичный характер и не оказывает определяющего влияния на

износ. Как показывают выполненные измерения, износ цилиндров в третьем и четвертом поясах у двигателей ВАЗ-2111 находится в пределах 0,05–0,07 мм.

Выполненные измерения показали, что наибольшие износы цилиндров блока 2111-1002011 приходятся на плоскости, перпендикулярные

оси коленчатого вала (направление А). Как видно из рис.1, максимальное значение износа цилиндров в этом направлении составляет 0,18 мм. Износы цилиндров в этой плоскости в среднем на 0,010–0,015 мм больше, чем в плоскости, параллельной оси коленчатого вала (направление Б). При этом следует отметить, что от 66 до 80 % цилиндров блока в направлении А и от 71 до 83 % в направлении Б имеют износ в пределах 0,08–0,14 мм и 0,06–0,12 мм соответственно, что свидетельствует о равной степени износа цилиндров независимо от пробега двигателя до КР.

Параметры распределения износа цилиндров блока ($S_{\text{ср}}$ – среднее значение износа, мм; σ – среднеквадратическое отклонение, мм; v – коэффициент вариации) представлены в таблице.

Неравномерность изнашивания цилиндров в поперечном сечении вызвана действием боковой силы, возникающей при перекладке поршня в в.м.т. Образованию овальности цилиндров способствуют также деформации блока цилиндров, возникающие вследствие неправильной затяжки болтов крепления головки цилиндров и коробки передач.

Параметры распределения износа цилиндров блока 2111–1002011

Номера цилиндров	Параметры распределения		
	$S_{\text{ср}}$, мм	σ , мм	v
Направление А			
I	0,106	0,029	0,287
II	0,103	0,023	0,227
III	0,101	0,029	0,286
IV	0,110	0,027	0,250
Направление Б			
I	0,093	0,027	0,287
II	0,092	0,023	0,292
III	0,091	0,024	0,272
IV	0,090	0,027	0,292

Кроме того, неравномерно распределяются износы и по цилиндрам: наибольшие износы наблюдаются в четвертом цилиндре (рис. 1), что, по-видимому, связано с менее интенсивным охлаждением данного цилиндра (охлаждающая жидкость поступает к четвертому цилиндру в более нагретом состоянии). При пробегах 150–250 тыс. км наибольшая разница в износах крайних и соседних цилиндров по

одним и тем же сечениям может составлять 0,02–0,03 мм.

Зависимость диаметрального износа цилиндров блока двигателей ВАЗ-2111 в зоне максимальных износов (в в.м.т.) от наработки до первого капитального ремонта приведена на рис. 2.

В процессе эксплуатации двигателя износ цилиндров блока и радиальный износ поршневых колец приводит к снижению упругости колец и их давления на стенки цилиндра, а следовательно, и скорости изнашивания деталей этого сопряжения. Учитывая данную закономерность, изменение износа цилиндров блока от наработки принято описывать затухающей экспоненциальной зависимостью, которую можно аппроксимировать полиномом второй степени [3, 4]:

$$S = a + bl - cl^2, \quad (1)$$

где l – наработка автомобиля с начала эксплуатации.

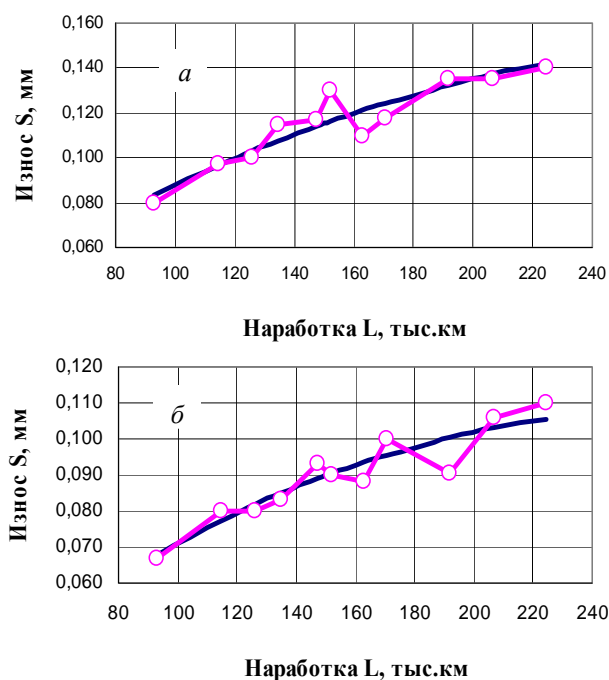


Рис. 2. Зависимость износа S_i , цилиндров блока двигателя ВАЗ-2111 в в.м.т. от наработки l_i :
а – в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала;
б – в плоскости, параллельной оси коленчатого вала

Таким образом, зависимости износа цилиндров блока S_i , мкм, от наработки автомобиля с начала эксплуатации l_i , тыс. км, запишутся так:

направление А:

$$S_i = 0,0110 + 0,00092l_i - 0,0000015l_i^2, \quad (2)$$

направление Б:

$$S_i = 0,0144 + 0,00070l_i - 0,0000013l_i^2. \quad (3)$$

Судя по корреляционному отношению (направление А – $R^2 = 0,868$; направление Б – $R^2 = 0,926$), теснота связей между аналитическими зависимостями и экспериментальными статистическими данными высокая.

Практика эксплуатации двигателей ВАЗ-2111 подтверждает, что заявленный производителем 90 %-ный ресурс до первого КР, равный 120 тыс. км [5], значительно больше. Однако наработка двигателя до капитального ремонта сверх нормативных значений возможна только при условии соблюдения правил, указанных в «Руководстве по эксплуатации» автомобиля, своевременного выполнения ТО двигателя и его систем в полном объеме, устранения обнаруженных неисправностей и использования рекомендованных изготовителем эксплуатационных материалов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобили ВАЗ. Двигатели и их системы. Технологии технического обслуживания и ремонта / В. Л. Смирнов, Ю. С. Прохоров, В. Л. Костенков, В. С. Боюр, П. Н. Христов, В. Е. Климов. – Н. Новгород: АТИС, 2002. – 83 с.
2. Автомобили ВАЗ: изнашивание и ремонт / А. А. Звягин, М. А. Масино, А. М. Мотин, Б. В. Прохоров; под общ. ред. А. А. Звягина. – Л.: Политехника, 1991. – 255 с.
3. Авдонькин, Ф. Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобиля / Ф. Н. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.
4. Денисов, А. С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А. С. Денисов. – Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1999. – 352 с.
5. ТУ 4514-015-00232934-2002. Автомобили легковые 2113, 2114, 2115, их исполнения и модификации. Технические условия. УДП ОАО «АВТОВАЗ», Тольятти, 2002. – 38 с.

Научное издание

ИЗВЕСТИЯ
Волгоградского государственного технического университета
№ 2(89), 2012 г.

С е р и я «НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ»
(Выпуск 5)

Межвузовский сборник научных статей

Редактор *А. К. Саютина*
Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Темплан 2012 г. Поз. № 10н
Подписано в печать 02.03.2012. Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Times. Печать офсетная. Усл. печ. л. 11,62. Уч.-изд. л. 10,93.
Тираж 150 экз. Заказ

Волгоградский государственный технический университет.
400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 1.

Отпечатано в типографии ИУНЛ ВолгГТУ.
400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корп. 7.

В сборнике научных статей «Известия высших учебных заведений», серия «Наземные транспортные системы» публикуются статьи, которые содержат результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на совершенствование наземных транспортных и тяговых систем и их элементов, а также на повышение эффективности транспортных операций.

Вопрос об опубликовании статьи или ее отклонении решает редакционная коллегия сборника, которая утверждается ректором университета, ее решение является окончательным. Редколлегия направляет представленный для издания материал на рецензирование.

Рукопись должна быть набрана и сверстана в текстовом редакторе Word и распечатана на лазерном принтере в режиме полной загрузки тонера. Формат бумаги А4 (210×297 мм).

Для ускорения подготовки издания необходимо представлять файлы статей на дискетах или компакт-дисках (CD) в полном соответствии с распечатанным оригиналом. Дискета должна быть вложена в отдельный конверт, на этикетке дискеты указываются фамилии авторов статьи.

При наборе текста следует соблюдать следующие требования: поля – верхнее – 2,0 см, нижнее – 3,0 см, левое – 2,5 см, правое – 2,5 см; шрифт Times, кегль 14, интервал полуторный.

Текст набирается с применением автоматического переноса слов, перед знаками препинания (в том числе внутри скобок) пробелы не допускаются, после них ставится один пробел. Разрядка слов не допускается, следует избегать перегрузки статей большим количеством формул, рисунков, таблиц. Для набора символов в формульном редакторе MS Equation (MS Word) использовать установки (Стиль/Размеры) только по умолчанию; рисунки должны быть выполнены в редакторах векторной графики, таких как CorelDRAW или в любом приложении к Word. Допускается сканирование рисунков в программе Microsoft Photo Editor.

Инициалы и фамилия автора (авторов) пишутся над заглавием статьи. Ниже заглавия, перед основным текстом, указывается организация или предприятие, в котором работает автор статьи. В конце статьи ставится подпись автора (на бумажном варианте).

Литературные ссылки должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 7.1–2003 "Библиографическая запись. Библиографическое описание. Общие требования и правила составления". Библиографический список использованной литературы, составленный в порядке упоминания в тексте, дается в конце статьи; связь с основным текстом осуществляется цифровым порядковым номером в квадратных скобках в строке. Подстрочные ссылки не допускаются.

Иностранные фамилии и термины в тексте следует приводить в русском переводе. В библиографическом списке фамилии авторов, полное название книг и журналов приводится на языке оригинала.

Ссылки на неопубликованные работы не допускаются.

При обозначении единиц физических величин должна применяться Международная система единиц (СИ).

Объем статьи не должен превышать 8 страниц бумаги формата А4, включая таблицы и библиографический список; число рисунков – не более четырех, включая рисунки, помеченные буквами *a*, *b*, и т. д. Рекомендуется включать в сборник статьи с авторским коллективом не более четырех человек с участием каждого автора в одной–двух статьях.

Статьи должны представлять сжатое четкое изложение результатов, полученных автором без повторов приводимых данных в тексте статьи, таблицах и рисунках. К статье должны быть приложены: сведения об авторах (полное имя, отчество, фамилия, ученая степень, звание, домашний адрес, номер телефона служебный, домашний, E-mail), документация, подтверждающая возможность ее открытого опубликования.