Грузовик

2
2016

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
Н.А. Иващенко, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева, Ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн. наук
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован в Министерстве связи и массовых коммуникаций РФ (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу "Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2016

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Шестаков Н. С., Баженов Е. Е., Буйначев С. К.* Преимущества и недостатки различных схем зубчатых вариаторов. Варианты компоновки

8 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Пащенко А. Ф.* Подвеска транспортного средства как источник электроэнергии

14 *Михолап Л. А.* Повышение маневренности малотоннажного автопоезда при движении задним ходом

16 *Щелудяков А. М., Головин Д. В.* Сравнительный анализ вибронагруженности элементов автомобилей при их эксплуатации в умеренно-континентальном климате

Исследования. Расчет

19 *Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В., Хишова Е. С.* Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца от сил зажима в самоцентрирующем патроне на этапах механической обработки

23 *Батыщев Д. Ю., Рыжиков В. А., Мачитадзе Д. З.* Влияние теплопроводности топливной смеси на рабочие процессы в ДВС

Транспортный комплекс

26 *Панфилов Д. С.* Модернизация регулирования движения автомобилей на главных дорогах Санкт-Петербурга

Практика

32 *Перчаткин Ю. В.* О классификации условий эксплуатации сельскохозяйственного тракторного транспорта

37 *Терских В. М., Катаргин В. Н., Пьяных А. А., Писаренко Н. Т.* Автоматизация технологических процессов обеспечения запасными частями автотранспортных предприятий

Безопасность

45 *Громов А. Ю.* Участки концентрации дорожно-транспортных происшествий на кольцевой автомобильной дороге (КАД-СПБ)

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

2
2016

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"
Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
N.I. Ivashchenko, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, dr.en.s., prof.
N.D. Chaynov, dr.en.s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Koiodezny Lane, house 2, p. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house
107076, Koiodezny Lane, house 2, p. 2
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by Ministry of Telecom and Mass Communication of RF (Roskomnadzor). Registration number PI No. FS 77-63955 of 09.12.2015.

Subscription index:
according to the catalog "Rospechat" 373409,
according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799,
according to the catalog "Russian Post" 25782

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2016

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

CONTENTS:

Design

3 *Shestakov N. S., Bazhenov E. E., Buynachev S. C.* Advantages and disadvantages of the various schemes gear variator. Variants of configuration

8 *Paschenko F. F., Krukovsky L. E., Paschenko A. F.* Generator — converter of mechanical vibrations for transport systems

14 *Micholap L. A.* Increased maneuverability low-tonnage trailer at backward motion

16 *Shcheludyakov A. M., Golovin D. V.* The comparative analysis of vibroloading of elements of cars at their operation in moderate and continental climate

Research. Calculation

19 *Rogov V. A., Koshelenko A. S., Zhed O. V., Khishova E. S.* Research by photomechanics method the intensity of toothing through clamping forces in self-centering chuck at machining stage

23 *Batyshchev D. Yu., Ryzhikov V. A., Machitadze D. Z.* Influence of heat conduction fuel mix on working processes in internal combustion engines

Transportation complex

26 *Panfilov D. S.* Modernization of regulation of movement of vehicles on the main roads of St. Petersburg

Practice

32 *Perchatkin Yu. V.* On the classification of operating conditions agricultural tractor transport

37 *Terskikh V. M., Katargin V. N., Pyanykh A. A., Pisarenko N. T.* Automation of technological process timely provision of spare parts at the motor company

Security

45 *Gromov A. Yu.* Sites of concentration of road accidents on ring highway (Ring road SPb)

The magazine is included into the list of the approved VAK of the Russian Federation of editions for the publication of works of competitors of academic degrees

System of the Russian index of scientific citing www.elibrary.ru

Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 629.331

Н. С. Шестаков, аспирант, ФГАОУ ВПО Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, e-mail: ax11@yandex.ru, **Е. Е. Баженов**, д-р техн. наук, профессор, ФГБОУ ВПО Уральский государственный лесотехнический университет, **С. К. Буйначев**, канд. техн. наук, доцент, ФГАОУ ВПО Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ЗУБЧАТЫХ ВАРИАТОРОВ. ВАРИАНТЫ КОМПОНОВКИ

Приведены зависимости изменения передаточного отношения зубчатого вариатора, рассмотрены преимущества и недостатки различных схем. Рассмотрены особенности согласующих передач с входной ступенью и без нее. Предложены основные варианты компоновки силового агрегата с двумя двигателями и зубчатым вариатором.

Ключевые слова: *вариатор, силовой агрегат, бесступенчатое регулирование, планетарная дифференциальная передача.*

N. S. Shestakov, E. E. Bazhenov, S. C. Buynachev

ADVANTAGES AND DISADVANTAGES OF THE VARIOUS SCHEMES GEAR VARIATOR. VARIANTS OF CONFIGURATION

The article presents the dependence of the change gear transmission ratio of the variator, discusses the advantages and disadvantages of different schemes. Features of matching gear with the input stage and without considered. Proposed the basic layout options of the power unit with two engines and gear variator.

Keywords: *geared variator, power unit, infinitely variable planetary differential gear.*

В статье "Выбор схемы и методика расчета механического вариатора нефрикционного типа" [1] описана методика расчета передаточного отношения вариатора при одном и противоположных направлениях вращения ведущих звеньев. Рассмотрим преимущества и недостатки данных схем применительно к транспортно-технологическим машинам.

При проектировании силового агрегата с двумя двигателями не всегда возможно соединять двигатели с зубчатым вариатором без применения дополнительных передач. Это обусловлено ограничениями компоновки моторно-трансмиссионного отделения транспортного средства. Целью работы является выбор рациональной схемы агрегата для транспортных машин и поиск оптимального расположения двигателей в агрегате.

В связи с возникшими вопросами рассмотрим несколько вариантов силовых агрегатов с двумя двигателями, но с различными согласующими передачами.

Первый вариант. Два двигателя установлены друг за другом, первый двигатель расположен хвостовиком коленчатого вала к хвостовику второго (рис. 1, *а*).

Второй вариант. Два двигателя установлены друг за другом, первый двигатель расположен хвостовиком коленчатого вала к носку второго (рис. 1, *б*).

Третий вариант. Двигатели расположены параллельно друг другу, согласующая передача расположена соосно со вторым двигателем, первый двигатель соединен с солнечной шестерней передачи через понижающую входную ступень, ведущие звенья вращаются в разные стороны (рис. 1, *в*).

Четвертый вариант. Двигатели расположены параллельно друг другу, согласующая передача расположена соосно со вторым двигателем, первый двигатель соединен с солнечной шестерней передачи через понижающую входную ступень, направление вращения ведущих звеньев совпадает (рис. 1, *г*).

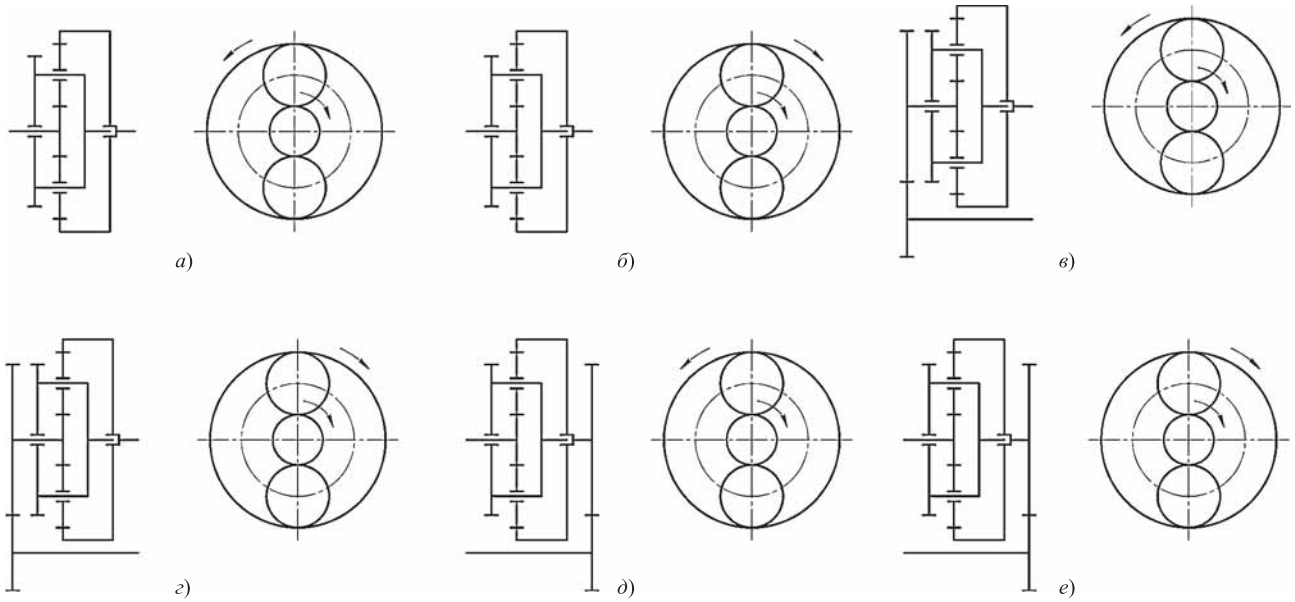


Рис. 1. Схемы согласующих передач силовых агрегатов

Пятый вариант. Двигатели расположены параллельно друг другу, согласующая передача расположена соосно с первым двигателем, второй двигатель соединен с эпициклом зубчатой передачи через понижающую входную ступень, ведущие звенья вращаются в разные стороны (рис. 1, *д*).

Шестой вариант. Двигатели расположены параллельно друг другу, согласующая передача расположена соосно с первым двигателем, второй двигатель соединен с эпициклом передачей через понижающую входную ступень, направление вращения ведущих звеньев совпадает (рис. 1, *е*).

Примем:

— передаточное отношение зубчатого вариатора при остановленном эпицикле $u_{\text{СВ}}^{\text{Э}} = 3$;

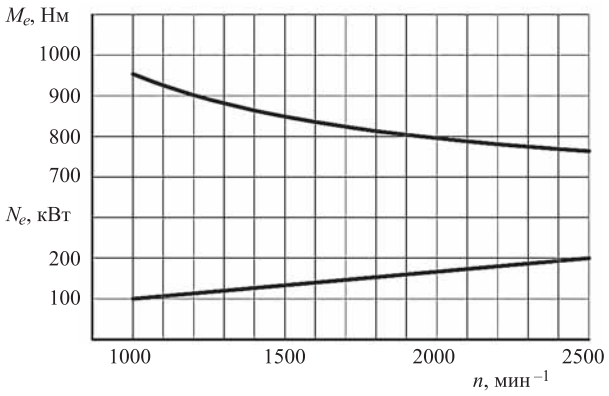


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

— минимальные обороты двигателя 1000 мин$^{-1}$, максимальные — 2500 мин$^{-1}$;

— мощность изменяется линейно от 100 до 200 кВт;

— передаточное отношение понижающей входной ступени — $u_{\text{вход}} = 2$.

Внешняя скоростная характеристика двигателя изображена на рис. 2.

Построим планы скоростей для согласующих передач агрегатов (рис. 3).

Анализ изменения передаточных отношений при различных размерах зубчатых колес и направлениях вращения ведущих элементов, показал следующие уравнения. При вращении солнечной шестерни и эпицикла в одном направлении уравнения для расчета передаточного отношения имеют вид [2]:

$$u_{1\text{В}} = \frac{n_1 u_{\text{СВ}}^{\text{Э}}}{n_1 + \left(u_{\text{СВ}}^{\text{Э}} - 1\right) n_2}; \; u_{2\text{В}} = \frac{n_2 u_{\text{СВ}}^{\text{Э}}}{n_1 + \left(u_{\text{СВ}}^{\text{Э}} - 1\right) n_2}.$$

При вращении солнечной шестерни и эпицикла в разных направлениях уравнения для расчета передаточного отношения имеют вид:

$$u_{1\text{В}} = \frac{n_1 u_{\text{СВ}}^{\text{Э}}}{n_1 - \left(u_{\text{СВ}}^{\text{Э}} - 1\right) n_2}; \; u_{2\text{В}} = \frac{n_2 u_{\text{СВ}}^{\text{Э}}}{n_1 - \left(u_{\text{СВ}}^{\text{Э}} - 1\right) n_2}.$$

В представленных формулах приняты следующие обозначения:

$u_{1\text{В}}$ — передаточное отношение от первого двигателя к ведомому звену (водилу);

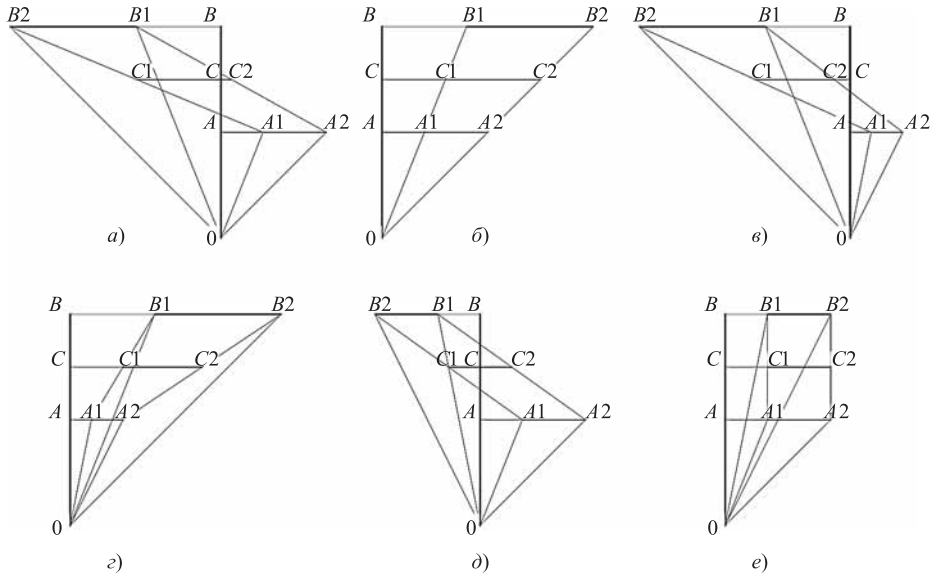


Рис. 3. Планы скоростей согласующих передач агрегатов:

*A*1*A*2 — рабочий диапазон первого двигателя, *B*1*B*2 — рабочий диапазон второго двигателя, *C*1*C*2 — рабочий диапазон агрегата

$u_{2В}$ — передаточное отношение от второго двигателя к ведомому звену (водилу);

$u^{Э}_{СВ}$ — передаточное отношение передачи от солнечной шестерни к водилу при неподвижном эпицикле;

n_1 — обороты солнечной шестерни;

n_2 — обороты эпицикла.

Используя заданную характеристику двигателя и рассчитав передаточные отношения, строим выходные характеристики агрегатов [3] (рис. 4—6).

Для кривых момента первого и третьего агрегатов (см. рис. 6) ось *Y* является асимптотой.

Анализируя полученные кривые, можно сделать следующие выводы.

1. Схемы (см. рис. 1, *б*, *г*, *е*) можно использовать в транспортно-технологических комплексах как нежесткое звено между двумя двигателями. При применении такого агрегата в транспортных машинах остается необходимость применения ступенчатой коробки передач в связи с малым диапазоном рабочих оборотов ведомого звена.

2. Схема (см. рис. 1, *в*) по диапазонам оборотов и крутящего момента превосходит описанные выше схемы, но нет возможности реализовать реверс без использования дополнительной коробки передач.

3. Схемы (см. рис. 1, *а*, *д*) позволяют реализовать реверс ведомого звена без дополнительной коробки передач. Судя по характеру изменения крутящего момента и диапазону оборотов ведомого звена, дополнительная коробка передач так же не требуется.

4. Схема (см. рис. 1, *а*) предпочтительна для транспортных машин.

5. Схема (см. рис. 1, *д*) предпочтительна для машин, скорости движения в прямом и обратном направлении которых примерно равны (коммунальные и промышленные тракторы, специальные машины).

6. В схемах (см. рис. 1, *б*, *г*, *е*) существует возможность проворачивания вала одного из двигателей в противоположном направлении при резком увеличении нагрузки на ведомом звене. Это может потребовать дополнительных механизмов (обгонных муфт) в конструкции передачи, что влечет снижение надежности агрегата. Данный вопрос будет

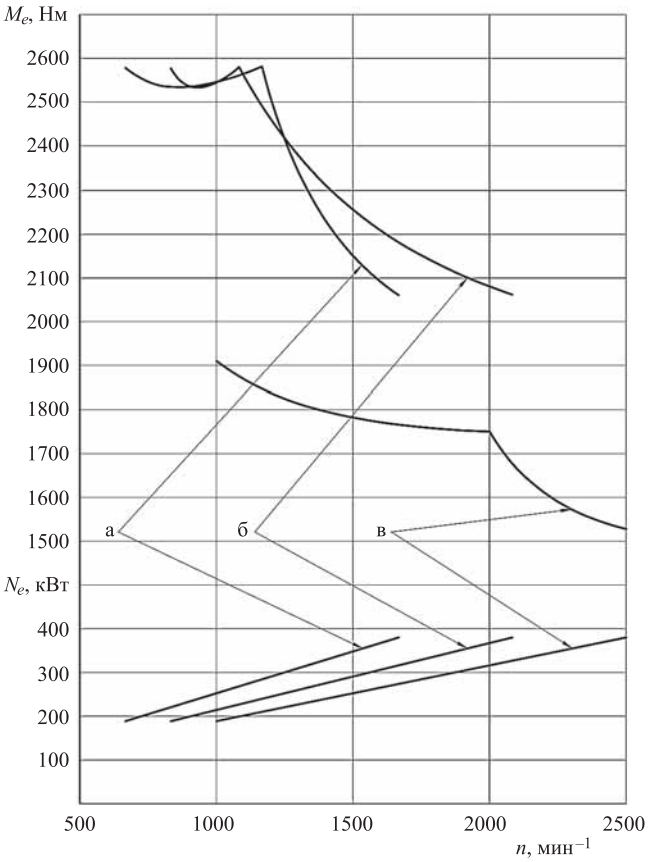


Рис. 4. Характеристики агрегатов при одном направлении вращения ведущих звеньев

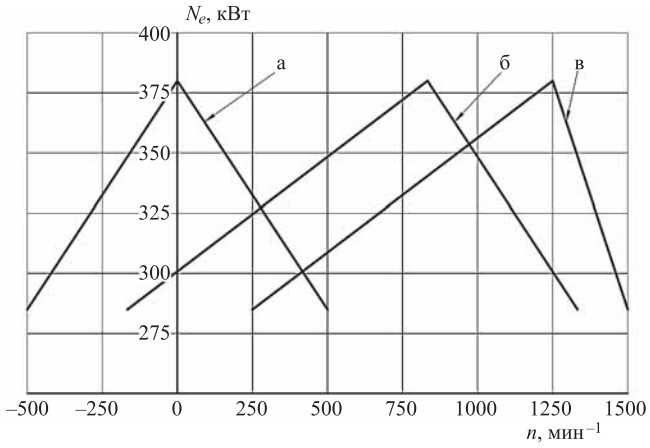


Рис. 5. Кривые максимальной мощности агрегатов с различным направлением вращения ведущих звеньев

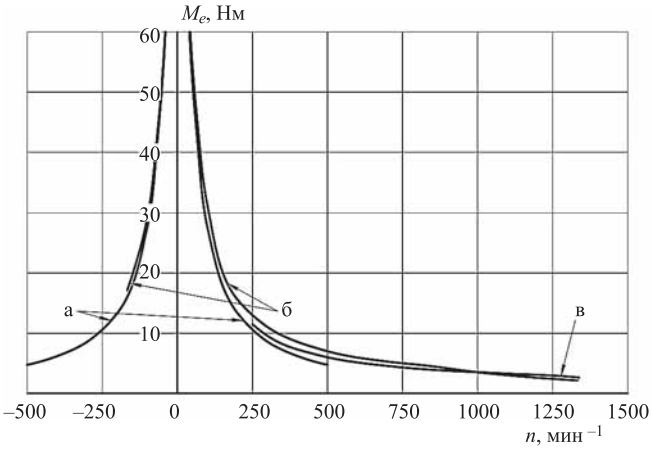


Рис. 6. Кривые максимального момента агрегатов с различным направлением вращения ведущих звеньев

рассмотрен подробнее при исследовании математической модели.

7. При отсутствии возможности размещения двух двигателей друг за другом или при неудобстве компоновки можно рассмотреть вариант агрегата с параллельным размещением двигателей.

Проведя сравнение агрегатов для конкретного автомобиля на предмет необходимости применения входной ступени, были получены следующие выводы.

1. При применении повышающей входной ступени значительно увеличивается диапазон рабочих оборотов агрегата. В то же время снижаются нагрузки на зубчатый вариатор.

2. При применении понижающей входной ступени диапазон рабочих оборотов снижается, передаваемые крутящие моменты увеличиваются.

3. В конечном счете для всех агрегатов в совокупности с главными передачами характер кривой максимального крутящего момента одинаков.

Характер изменения кривых мощности и КПД будет определен в ходе анализа математической модели и является предметом дальнейших исследований.

Исходя из описанных выше преимуществ и недостатков различных схем, можно сделать вывод, что предпочтительнее использовать согласующие передачи с разным направлением вращения ведущих звеньев.

Основными вариантами компоновки силового агрегата с двумя двигателями и зубчатым вариатором можно считать:

1. Установленные друг за другом двигатели, расположенные хвостовиками к зубчатому вариатору (рис. 7, *а*).

2. Установленные параллельно друг другу двигатели, с хвостовиками, направленными в одну сторону (рис. 7, *б*).

3. Установленные параллельно друг другу двигатели, с хвостовиками, направленными в разные стороны (рис. 7, *в*).

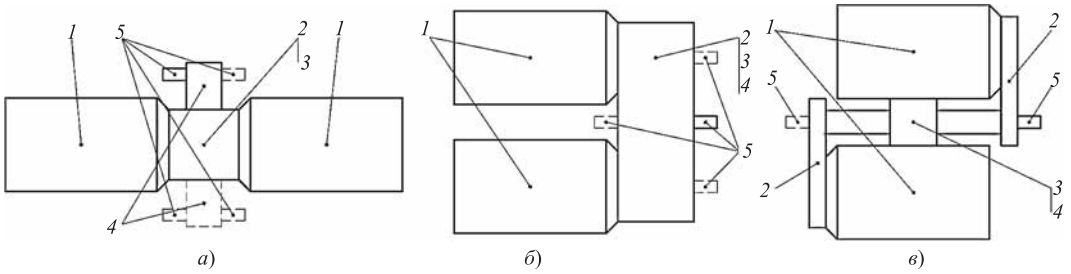


Рис. 7. Варианты компоновки агрегата:

а — двигатели установлены друг за другом, хвостовики направлены к зубчатому вариатору; *б* — двигатели установлены параллельно друг другу, хвостовики направлены в одну сторону; *в* — двигатели установлены параллельно друг другу, хвостовики направлены в разные стороны; *1* — двигатель, *2* — входная ступень, *3* — зубчатый вариатор, *4* — выходная ступень, *5* — выходной вал

Все три схемы определяют разную компоновку автомобиля.

Рассмотрим особенности каждого из вариантов.

Первый агрегат имеет большую длину. Но с другой стороны, при установке данного агрегата в средней части автомобиля появляется возможность использовать несколько выходных валов [4]. Это обусловлено тем, что выходное звено зубчатого вариатора расположено соосно с входными валами. Поэтому отбор мощности может быть осуществлен только при применении выходной ступени (ступеней). Каждая ступень может иметь один или, при установке дифференциала, два выходных вала. Такая конструкция согласующей передачи объединяет в себе коробку передач и раздаточную коробку.

Второй агрегат имеет "классический" вид. После хвостовиков двигателей установлена трансмиссия. Отличие данного агрегата от агрегата с одним двигателем состоит в том, что выходной вал может располагаться соосно с первым или вторым двигателем, не совпадать с осями выходных валов двигателей, иметь несколько выходных валов.

Третий агрегат имеет наименьшую длину ввиду того, что практически все элементы зубчатого вариатора расположены между первым и вторым двигателями. Недостатком можно считать большую ширину. При использовании рядных двигателей с наклоненным блоком можно получить силовой агрегат близкий по габаритам к W-образному, X-образному или оппозитному двигателю, но включающий в себя зубчатый вариатор с возможностью отбора мощности в одной или двух сторон агрегата. Преимуществом такой конструкции является однотипная конструкция входных ступеней первого и второго двигателей.

При применении первого и третьего агрегатов на транспортных средствах, имеющих привод на одну ось, зубчатый вариатор может объединять в себе коробку передач и главную передачу.

Стоит отметить, что при создании агрегатов одинаковых по мощности можно реализовать все предложенные схемы. Различные диапазоны скоростей вращения выходных валов можно получить изменением передаточных отношений входных и выходных ступеней и зубчатого вариатора. Существует возможность широко применять модульный принцип конструирования.

Предыдущий анализ показывает, что каждая схема может быть использована для конкретных целей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шестаков Н. С.** Выбор схемы и методика расчета механического вариатора нефрикционного типа / Шестаков Н. С., Баженов Е. Е., Буйначев С. К. // Развитие машиностроения, транспорта, технологических машин и оборудования в условиях рыночной экономики: сб. тр. науч.-практич. конф. — Екатеринбург: УРФУ, 2014. — С. 198—207.
2. **Устройство для совместной работы двух двигателей:** заявка 2014151493 Рос. Федерация / Шестаков Н. С., Буйначев С. К.; заявл. 18.12.2014.
3. **Планетарные передачи:** справочник/ под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
4. **Шестаков Н. С.** Концепция отраслевых транспортно-технологических комплексов / Н. С. Шестаков // Аграрное образование и наука. — 2014. — № 1. — С. 14.

"Роснефть" подписала договор с ПАО "КАМАЗ"

ОАО "НК "Роснефть" заключила с ПАО "КАМАЗ" стратегический констракт на приобретение транспортных средств для нужд Компании.

Договор предусматривает поставку более 1000 современных машин российской компании в 2016 г., и позволит "Роснефти" значительно обновить свой производственный автомобильный парк. Комментируя подписание, Игорь Сечин заявил: "Контракт с крупнейшим производителем тяжелых грузовых автомобилей в России демонстрирует активное участие Компании в государственной программе по импортозамещению. Современный модельный ряд и конкурентная цена делают соглашение взаимовыгодным для обеих сторон. Обновление производственного автомобильного парка позволит "Роснефти" повысить эффективность бизнеса и сократить операционные издержки за счет унификации автопарка и оптимизации сервиса".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 629.06

Ф. Ф. Пащенко, д-р техн. наук, профессор, **Л. Е. Круковский,** канд. техн. наук,
А. Ф. Пащенко, канд. техн. наук, институт проблем управления им. В. В.Трапезникова РАН
E-mail: optman@inbox.ru

ПОДВЕСКА ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА КАК ИСТОЧНИК ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

В статье дается описание гибкого генератора, предназначенного для получения электрической энергии от подвески транспортных средств, в которых механические колебания образуются при движении по трассе. В качестве объекта применения могут быть использованы, в частности, колебания рессор автомобилей, железнодорожных вагонов и пр. Генератор выполнен из тонких гибких полос пружинистой стали, обладающих ферромагнитными свойствами.

Ключевые слова: *индукторный электрогенератор с гибким статором, статор, магнитная система, гибкие полосы, дуга, прямолинейные участки, обмотка самовозбуждения, обмотка якоря, полюсные наконечники, зазор, колебательный процесс.*

F. F. Paschenko, L. E. Krukovsky, A. F. Paschenko

GENERATOR — CONVERTER OF MECHANICAL VIBRATIONS FOR TRANSPORT SYSTEMS

The article describes a flexible generator, designed to produce electrical energy from the suspension system of vehicles, in which mechanical vibrations are formed when driving on the highway. As the object of use can be used, in particular, the oscillations of the springs of automobiles, railway cars, etc. the Generator is made of thin flexible strips of spring steel having ferromagnetic properties.

Keywords: *inductor generator with flexible stator, stator, magnetic system, flexible strips, arc, straight portions, the windings of the excitation coil, pole piece, the gap, oscillatory process.*

В РФ, как и в других развитых странах, транспорт является одной из крупнейших базовых отраслей хозяйства, важнейшей составной частью производственной и социальной инфраструктуры.

Транспортные коммуникации объединяют все районы нашей самой протяженной страны, что необходимо для территориальной целостности, единства ее экономического пространства. Они связывают страну с мировым сообществом, являясь материальной основой обеспечения внешнеэкономических связей России.

Выгодное географическое положение страны позволяет России получать значительные доходы от экспорта транспортных услуг, в том числе от осуществления транзитных перевозок зарубежных стран по своим коммуникациям.

В то же время современное транспортное средство (ТС) представляет собой энергосистему на колесах, включающую в себя значительное количество приемников электроэнергии, получающих питание от внутреннего источника.

Так, на подавляющем большинстве современных автомобилей источником питания является синхронный генератор трехфазного переменного тока, мощность которого доходит до 800 Вт и выше. Мощности генераторов грузовых машин могут доходить до 1,5 и более кВт. При этом они занимают относительно большой объем подкапотного пространства. Современная тенденция проявляется в повышении мощности генератора в связи с ростом электрической нагрузки внутри ТС.

Вместе с тем преодолевающий неровности дорожного покрытия транспорт с точки зрения механики представляет собой колебательную систему, составные части которой — колеса, элементы подвески и

корпус совершают возвратно-поступательные движения с определенной частотой.

Подвеска автомобиля, или система подрессоривания входит в состав шасси и представляет собой совокупность деталей, узлов и механизмов, играющих роль соединительного звена между кузовом автомобиля и дорогой.

Упругие свойства подвески характеризуют статический прогиб, динамический ход, ее жесткость, энергоемкость и ряд других параметров.

Динамический ход подвески — прогиб под воздействием сил реакции дороги, возникающих при движении по ней, вплоть до полного сжатия ограничителя ее хода. Для хороших дорог динамический ход подвески может составлять 30—40 мм, а для дорог среднего качества считается необходимым иметь как минимум 70—80 мм.

При прохождении подвижного объекта по трассе ТС оказывает давление на поверхность. Если в первом приближении считать, что вес машины распределяется равномерно на четыре колеса, то при весе машины $4m$, на отдельное колесо приходится вес, равный m. Примем, что амплитуда вертикального колебания колеса составляет A, тогда можно подсчитать кинетическую энергию, вырабатываемую одним колесом, которая определяется из формулы:

$$E_k = \frac{mA^2\omega^2}{2}\sin^2 \omega t,$$

где $\omega = 2\pi f$ — угловая частота колебаний, f — частота колебаний.

После интегрирования окончательно получаем формулу для кинетической энергии в виде:

$$E_k = mA^2\omega^2. \qquad (1)$$

При скорости движения машины V м/с и диаметре d колеса, определяем угловую частоту f вращения колеса, равную: $f = V/\pi d$, Гц, а угловую частоту вращения $\omega = 2\pi f$.

Предположим, что амплитуда колебаний определенных частей подвески равна 15 мм или $15 \cdot 10^{-3}$ м (размах колебаний 30 мм), диаметр колеса 0,5 м, скорость движения ТС 50 км/ч, или 14 м/с; нагрузка, приходящаяся на одно колесо, равна 500 кг.

Подставляя указанные цифровые значения в формулу [1], получаем:

$$E_k = \pi 500 \cdot 15^2 56^2 \cdot 10^{-6} \approx 342 \text{ Вт},$$
$$\text{или} \approx 1230 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Вот такая нешуточная кинетическая энергия пульсирует в одном колесе подвески при движении ТС с небольшой скоростью и на ровной дороге. Если бы эту энергию использовать для внутренних нужд, то это обеспечило бы транспортную систему дополнительной энергией. Однако следует учитывать КПД машины и потери внутри рессоры.

Поэтому установленный в рессору генератор предположительно смог бы вырабатывать около 10 кВт · ч с одного колеса. Таким образом, ожидается получение не менее 40 кВт · ч от всех четырех колес. При этом такие генераторы позволили бы снижать нагрузку кузова на ходовую часть (колеса, опорные катки гусеницы и т. д.) и смягчать удары и толчки при прохождении по неровностям.

Авторы данной статьи разработали специальный гибкий генератор, который способен частично использовать кинетическую энергию подвесок ТС.

Статор магнитной системы индукторного электрогенератора с гибким статором состоит из тонких, гибких полос пружинистой стали, обладающими ферромагнитными свойствами и прилегающих друг к другу плоскими поверхностями, наподобие листов трансформатора. В средней своей части полосы изогнуты в виде дуги *1* (рис. 1) и должны быть способны изгибаться в области этой дуги. С двух сторон от дуги *1* имеются равные по длине прямолинейные участки *2*, *8*, являющиеся продолжением упомянутой дуги. При этом пластины прижимают друг к другу с помощью стяжек *3*.

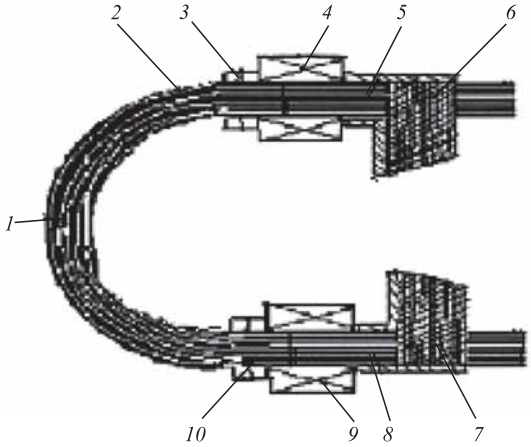


Рис. 1. Индукторный генератор с полюсами, выполненными из магнитодиэлектрика, вид сбоку:

1 — дуга статора; *2* — статор магнитной системы; *3* — прижимные стяжки; *4* — обмотка самовозбуждения; *5* — прямолинейный участок статора; *6*, *7* — полюсные наконечники; *8* — прямолинейный участок статора; *9* — генерирующая обмотка статора; *10* — стяжка статора

Стяжки, сжимающие полосы магнитной системы статора, состоят из двух стальных скоб, скрепленных по бокам болтами. Полосы, в свою очередь, с двух сторон покрыты электроизоляционным лаком, препятствующим возникновению электрического контакта между ними. На одном прямолинейном участке *2* размещена обмотка самовозбуждения *4*. На противоположном прямолинейном участке *8* размещена обмотка якоря *9*, предназначенная для генерации электрической энергии при воздействии на магнитную систему статора.

Приемник электрической энергии *9* и источник намагничивания *4* представляют собой соленоидные катушки. На прямолинейных участках, расположенных ближе к их концу, установлены обращенные навстречу друг другу полюсные наконечники *6* и *7* так, чтобы концы полос выходили за пределы полюсных наконечников. Наконечники выполнены в виде накладок из магнитодиэлектрика.

Эти наконечники дополнительно стягивают полосы, не давая им распушиться при движении. Площадь сечения полюсных накладок равна или больше площади сечения магнитной системы. Прилегающие друг к другу поверхности наконечников *6* и *7* скошены под углом, чтобы при полном изгибании полос, при котором зазор становится близким к нулю, эти поверхности были параллельны (рис. 2). Часть прямолинейных участков, выступающих за пределы наконечников, используют для приложения внешних сил.

В варианте исполнения каждая полюсная накладка *5*, *6* (рис. 3) состоит из полос магнитно-мягкого материала, покрытых с двух сторон лаком. Полосы накладок обращены боковыми гранями к полосам *6*, *7* основной магнитной системы *2*. Площадь сечения

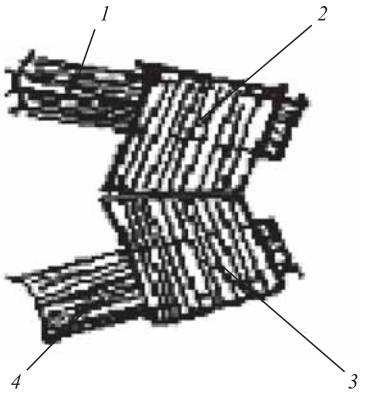


Рис. 2. Состояние полюсов при минимальном зазоре:

1 — прямолинейный участок статора; *2*, *3* — полюсные наконечники; *4* — прямолинейный участок статора

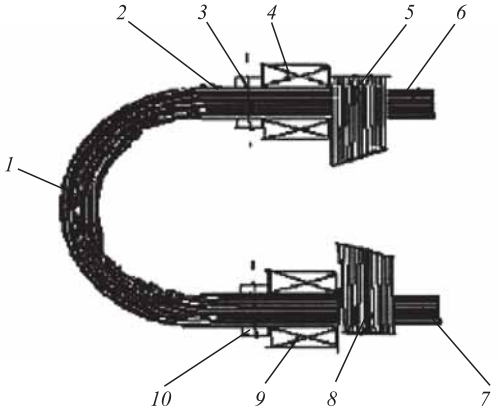


Рис. 3. Генератор с полюсами, выполненными в виде накладок из полос, вид сбоку:

1 — дуга статора; *2* — статор магнитной системы; *3* — прижимные стяжки; *4* — обмотка самовозбуждения; *5* — накладной полюсной наконечник; *6*, *7* — участок статора; *8* — накладной полюсной наконечник; *9* — генерирующая обмотка статора; *10* — стяжка статора

накладок полюсов равна или больше площади сечения магнитной системы. Прилегающие друг к другу поверхности наконечников так же, как магнитодиэлектрические, скошены под углом так, чтобы при полном изгибании полос, при котором зазор становится близким к нулю, эти поверхности были параллельны.

При всей кажущейся идентичности рис. 1 и рис. 3 между этими конструкциями есть принципиальная разница, заключающаяся в материале, из которого изготовлены полюсные накладки. Магнитодиэлектрические накладки (см. рис. 1) легко из-

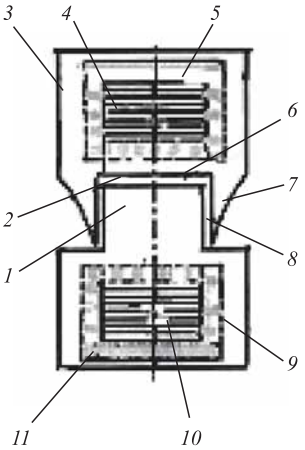


Рис. 4. Наконечники, при которых один из них входит внутрь другого при минимальном зазоре:

1 — хвостовик полюса; *2* — внутренняя поверхность второго полюса; *3* — полюсная накладка; *4* — полосы статора; *5* — обмотка намагничивания; *6* — выемка полюса; *7* — скосы полюсной накладки; *8* — скосы полюсного наконечника; *9* — накладной полюсной наконечник; *10* — статор; *11* — обмотка якоря

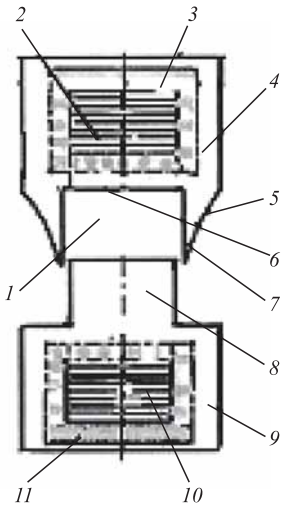


Рис. 5. Наконечники, при которых один из них входит внутрь другого при максимальном зазоре:

1 — выемка полюса; *2* — статор; *3* — обмотка намагничивания; *4* — накладной полюс; *5* — скосы полюса; *6* — внутренняя поверхность выемки полюса; *7* — скосы полюсного наконечника; *8* — хвостовик полюса; *9* — накладной полюс; *10* — железо статора; *11* — обмотка якоря

готовить, но этот материал более хрупок, достаточно дорог и несколько хуже проводит магнитный поток.

Для того чтобы линеаризировать характер изменения магнитного потока при перемещении магнитных полюсов относительно друг друга, был разработан вариант полюсных накладок, изображенный на рис. 4 и 5. В этом варианте одна полюсная накладка *9* наконечника имеет прямоугольный хвостовик *1*, который входит внутрь другого наконечника полюса *3*. Для этого в полюсной накладке *3* имеется выемка *6*, соответствующая хвостовику *1*. Хвостовик *1* входит в выемку *6* с некоторым зазором, проходящим между внутренними боковыми кромками *8* выемки *6* и поверхностями хвостовика *1*. На внешних сторонах боковых кромок накладки *3* скосы *8*, расширяющиеся к основанию кромок. Высота кромок несколько меньше высоты хвостовика.

Рис. 5 дает представление о состоянии полюсных накладок при их сближении, а рис. 6 показывает состояние магнитных полюсных накладок в период, когда полюса разошлись.

Наконечники могут состоять из полюсных накладок *3* и *10* (рис. 7, 8). Внутренние прилегающие поверхности *1* и *6* накладок параллельны друг другу, а зазор проходит между накладками вдоль их поверхности *1* и *6* через ось симметрии перемещения полюсов. Каждая накладка имеет внешний боковой скос *2* и *7*, высота которого равна расстоянию перемещения полюса, и сужающийся к концу накладки. Причем скос имеет выемку, вдающуюся внутрь скоса. При конструировании ставилась задача линеаризации изменения магнитного потока. Рис. 6 и 7 показывают состояние магнитной системы при расхождении и сближении полюсов соответственно.

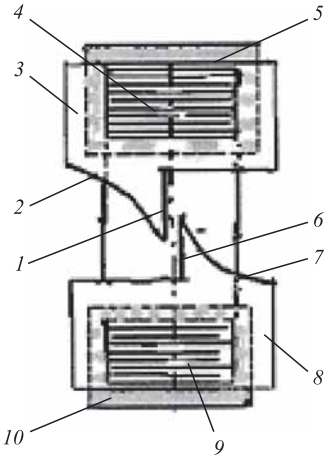


Рис. 6. Наконечники, при которых зазор проходит между внутренними гранями наконечников параллельно плоскости перемещения полюсов при максимальном зазоре:

1 — внутренняя поверхность скоса; *2* — скос полюсного наконечника; *3* — накладной полюс; *4* — железо статора; *5* — обмотка намагничивания; *6* — поверхность скоса; *7* — скос полюсного наконечника; *8* — накладной полюс; *9* — железо статора; *10* — обмотка якоря

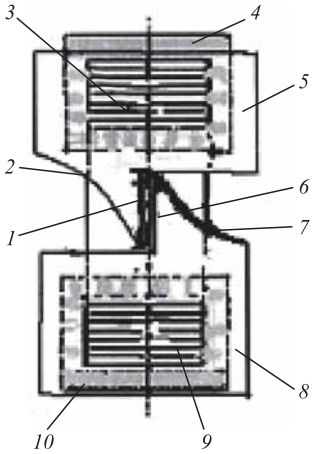


Рис. 7. Вид наконечников, при которых зазор проходит между их внутренними гранями параллельно плоскости перемещения полюсов при минимальном зазоре:

1 — внутренняя поверхность скоса; *2* — скос полюсного наконечника; *3* — накладной полюс; *4* — железо статора; *5* — обмотка намагничивания; *6* — поверхность скоса; *7* — скос полюсного наконечника; *8* — накладной полюс; *9* — железо статора; *10* — обмотка

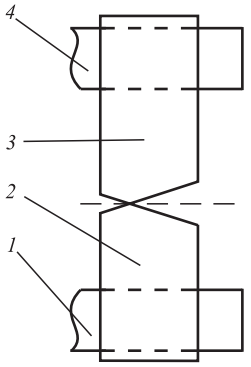


Рис. 8. Состояние полюсов при минимальном зазоре, вид сбоку:

1 — часть статора; *2* — накладной полюс; *3* — накладной полюс; *4* — часть статора

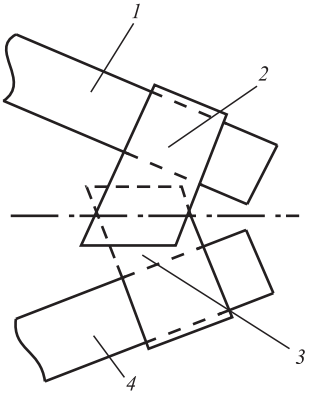


Рис. 9. Вид полюсов при максимальном зазоре, вид сбоку:

1 — часть статора; *2* — накладной полюс; *3* — накладной полюс; *4* — часть статора

Рис. 8 дает представление о состоянии полюсных накладок при их сближении при виде сбоку, а рис. 9 показывает состояние магнитных систем при их расхождении.

Обмотка намагничивания *2* (рис. 10) подключена к бортовой сети ТС через обратный диод *4*. Обмотка якоря *3* подключена к бортовой сети через двухполупериодный выпрямитель *1*.

С целью упрощения электросхемы гибкого генератора в тело статора *2* (рис. 11) вставлен постоянный магнит *10*, выполненный из магнитотвердого материала. При этом обмотка намагничивания может не потребоваться.

Конфигурация полюсных наконечников при этом может быть такой же, как это представлено на рисунках полюсных накладок в период, когда полюса расходятся на максимальное расстояние также при виде сбоку.

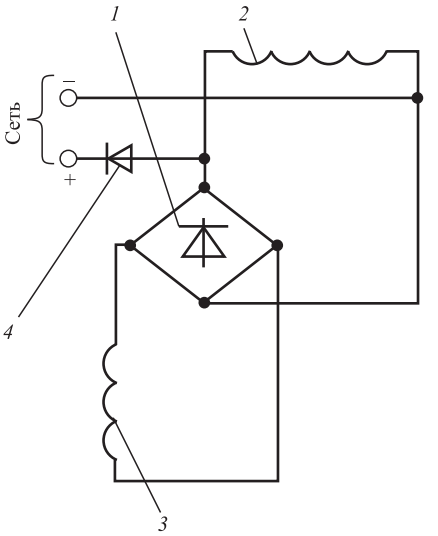


Рис. 10. Принципиальная электрическая схема соединения обмоток генератора:

1 — выпрямитель; *2* — обмотка самоподмагничивания; *3* — обмотка якоря; *4* — обратный диод

Электрогенератор с гибким статором действует следующим образом. Во время движения ТС некоторые элементы его подвески совершают возвратно-поступательное движение относительно друг друга. Такими элементами могут быть детали рессоры, амортизатора и др.

Для приведения в движение гибкого генератора необходимо одну выступающую часть его прямолинейного участка сочленить с неподвижным элементом рессоры или амортизатора, а вторую выступающую деталь статора соединить с перемещающимся возвратно-поступательно конструктивным элементом того же амортизатора или рессоры. При этом амплитуда относительного перемещения элементов не должна превышать допустимый зазор между полюсами генератора. Сам корпус генератора ни к чему не крепится и свободно располагается в пространстве.

При воздействии на выступающие части прямолинейных участков статора знакопеременной силой, последние приходят в движение, сгибая статор в области дуги, заставляя полюса приближаться или удаляться по отношению друг к другу. Благодаря остаточной намагниченности или за счет постоянного магнита в статоре *1* (см. рис. 11) сохраняется магнитный поток "ф". При изменении зазора напряженность магнитного поля то увеличивается, то уменьшается. Это приводит к изменению индукции и, следовательно, к изменению магнитного потока "ф".

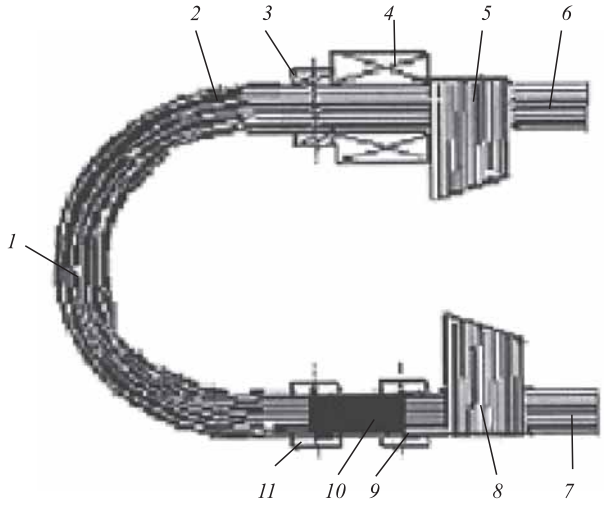


Рис. 11. Генератор со вставкой из магнитотвердого материала:

1 — дуга статора; *2* — статор магнитной системы; *3* — прижимные стяжки; *4* — обмотка якоря; *5* — полюсной наконечник; *6*, *7* — прямолинейные участки статора; *8* — полюсной наконечник; *9* — прижимная стяжка; *10* — постоянный магнит; *11* — прижимная стяжка

В соответствии с формулой Максвелла в обмотке якоря *3* (см. рис. 11) возникает электродвижущая сила (ЭДС) "*e*":

$$e = -wxd\text{ф}/dt, \qquad (2)$$

где w — число витков в обмотке *3*, $d\text{ф}/dt$ — изменение магнитного потока $d\text{ф}$ за время dt.

Как известно, величина магнитного потока в магнитной цепи зависит от размера воздушного зазора δ, что можно представить в виде соотношения $\text{ф} = f(\delta)$. Тогда формулу 1 можно переписать:

$$e = wxdf(\delta)/dt. \qquad (3)$$

Если магнитные полюса выполнены согласно рис. 5, 6 или 7, 8, то закон изменения магнитного потока будет иметь более сложный характер, поскольку на участках из ферромагнитного материала величина магнитного потока "ф" зависит также от толщины "*h*" этого ферромагнитного материала, через который поток проходит, т. е.:

$$\text{ф} - f(\delta h).$$

Таким образом, суммарная функция зависимости магнитного поля от зазора будет иметь вид:

$$e = -wd[f(h) + f(\delta)]/dt. \qquad (4)$$

При определенных геометрических размерах зазора, боковых скосов выемки, поверхности и толщины хвостовика (см. рис. 5 и 6) можно обеспечить любую зависимость магнитного потока и, следовательно, ЭДС от зазора, например близкую к линейной, что повышает функциональные свойства генератора. Полученная в результате переменная ЭДС после выпрямителя *1* (см. рис. 10) поступает в бортовую сеть, в качестве которой может быть использован аккумулятор. Благодаря генерируемой ЭДС появляется и ток в обмотке возбуждения *3*, что приведет к увеличению магнитного потока в статоре *1*. Самовозбуждение способствует нарастанию ЭДС до момента, когда происходит насыщение железа статора. После чего автономное электропитание от генератора выходит на постоянный режим.

Для того чтобы не повредить полюсные наконечники необходимо заранее определить минимально допустимое изменение просвета между поверхностями полюсов с тем, чтобы не получить соударение между ними.

Достоинство данного генератора заключается в том, что по его подобию можно изготавливать простые и надежные источники энергии собственных нужд на любых видах транспорта.

Подобный гибкий генератор может быть использован в любых системах, где имеет место колебательный процесс с ограниченной амплитудой колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент на изобретение: № 2546141** заявка № 2013147694 Российской Федерации, МПК H02K35/02 (2006.01), Индукторный генератор с гибким статором / Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В., опубл. 10.04.2015. Бюл. № 10.
2. **Патенты на изобретение: № 2546146** заявка № 201314792 Российской Федерации, МПК H02K35/02 (2006. 01) Способ получения электрической энергии в индукторном генераторе с гибким статором / Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В., опубл. 10.04.2015. Бюл. № 10.
3. **Торшин В. В., Пашенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.** Альтернативная энергетика. Прошлое, настоящее, будущее. — М.: Белый берег, 2009. — С. 262.
4. **Торшин В. В., Пашенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.** Перспективные машины и аппараты для энергетики и транспорта. — М.: Книжный дом ЛИБРОКОМ, 2013. — 304 с.
5. **Бидерман В. Л.** Теория механических колебаний — М.: Высшая школа, 1980. 407 с.

УДК 629.113

Л. А. Михолап, Волгоградский государственный технический университет
E-mail: Lsp1975@rambler.ru

ПОВЫШЕНИЕ МАНЕВРЕННОСТИ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ДВИЖЕНИИ ЗАДНИМ ХОДОМ

В статье описана возможность принципиального повышения маневренности малотоннажного автопоезда при движении задним ходом при использовании сцепного устройства с управляемым тросом. Выполнено математическое моделирование движения автопоезда. Результаты моделирования подтверждены натурными испытаниями.

Ключевые слова: *автопоезд, сцепное устройство, маневренность.*

L. A. Micholap

INCREASED MANEUVERABILITY LOW-TONNAGE TRAILER AT BACKWARD MOTION

The paper describes the possibility in principle to increase the maneuverability of small tonnage trucks at backward motion, using the hitch with controlled cable. Mathematical modeling of train movements. The simulation results are confirmed by field tests.

Keywords: *low-tonnage trailer, hitch-coupling, maneuverability.*

Для грузовых перевозок часто используются малотоннажные автопоезда (МАП). Автопоезд с одноосным прицепом небольшой грузоподъемности широко используется для перевозки народно-хозяйственных грузов, когда места погрузки-разгрузки заведомо бывают стесненными. Например, когда места стоянок загружены другим автотранспортом, препятствующем движению передним ходом, или в условиях чрезвычайных ситуаций, где существенным требованием является высокая подвижность и маневренность автопоезда, в том числе и при движении задним ходом [5]. При движении передним ходом при этом не возникает особых проблем, хотя маневренность ограничивается величиной критического радиуса поворота в зависимости от скорости движения.

Однако при движении задним ходом при использовании стандартного сцепного устройства без дополнительных приспособлений, эффективное маневрирование МАП практически исключено, ибо почти всегда при этом наблюдается складывание прицепа. Существующие дополнительные устройства, повышающие маневренность МАП либо достаточно сложны и дороги [1—3], либо только частично решают проблему управляемости прицепа [6—9].

В работе [4] была предложена модель сцепного устройства с управляемым тросом, которое состоит только из штатных деталей (трос, гидроусилитель руля, поворотный шкив), которые легко монтируются на прицепе в полевых условиях. В этой же работе разработан программный комплекс, позволяющий выполнить все необходимые расчеты по маневрированию МАП.

Ниже представлены некоторые результаты такого моделирования, подтвержденные натурными испытаниями на базе комплекса "Дорожная лаборатории КП-514МП" с автомобилем "Газель-2705" с прицепом ИАПЗ-739.

В качестве иллюстрации на рисунках показано движение малотоннажного автопоезда с управляемым тросом и без него для некоторых скоростей и радиусов кривизны дороги.

Поскольку для тягача при движении задним ходом, скорость движения не превышает 15—20 км/ч, то рекомендации составлялись на результатах моделирования, выполняемого только для скоростей < 20 км/ч.

Прежде всего, проиллюстрируем различие в характере движения автопоезда без троса и с управляемым тросом в сцепном устройстве. На рис. 1, *а* показано положение автопоезда с порожним прицепом с использованием управляемого троса через 4,5 с после начала движения задним ходом со скоростью 15 км/ч при радиусе поворота 20 м. На рис. 1, *б* показано положение автопоезда без применения троса, который начал движение при тех же параметрах (складывание МАП произошло через 0,9 с поле входа в поворот).

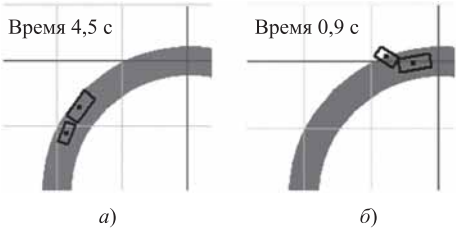


Рис. 1. Движение тягача с прицепом задним ходом (порожний прицеп, скорость *V* = 15 км/ч; радиус поворота дороги *R* = 20 м; коэффициент сцепления 0,6):
а — с тросом, *б* — без троса

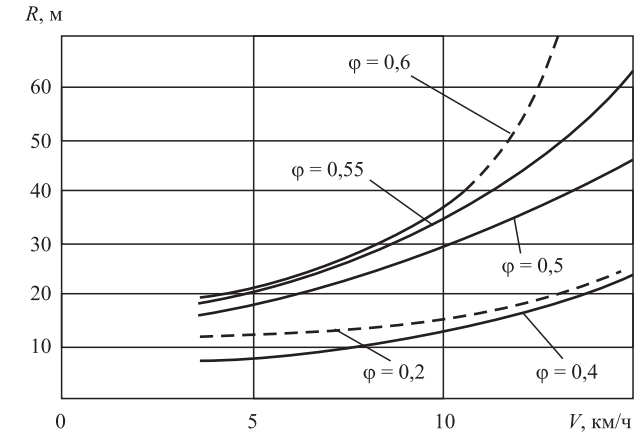
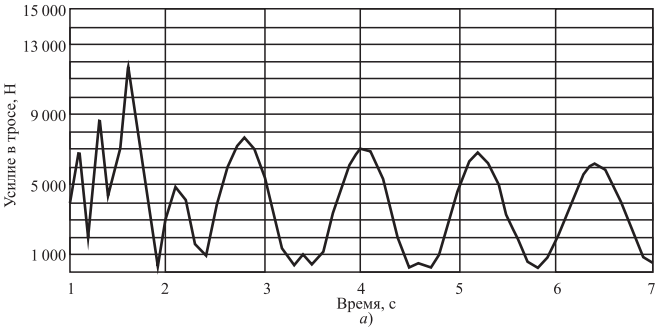
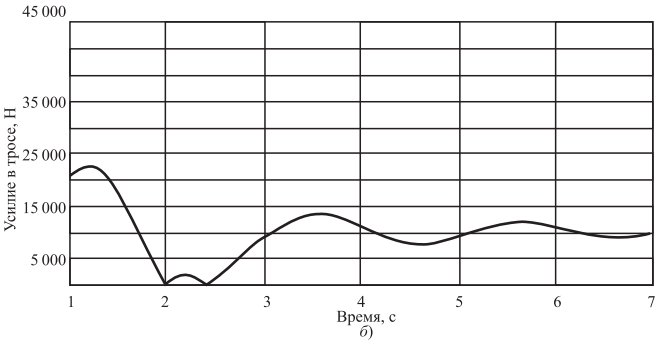


Рис. 2. Величина критического (безопасного) радиуса поворота в зависимости от скорости движения при маневрировании задним ходом по дороге с различными коэффициентами сцепления

Аналогичные расчеты выполнены для различных скоростей движения и радиусов поворота. При этом определялись такие характеристики, как выезд за пределы полосы движения, угол крена прицепа и усилие на тросе. Последняя характеристика имеет принципиальное значение, так как вследствие неизбежного некоторого рассогласования угла поворота тягача и прицепа возникает боковое движение колес прицепа, которое требуется компенсировать дополнительным усилием троса. В результате получено значение критического (безопасного) радиуса поворота в зависимости от скорости движения, как показано на рис. 2, при маневрировании задним ходом с порожним прицепом для различных значений коэффициента сцепления колесо—дорога (0,2; 0,4; 0,5; 0,55 и 0,6). Критический радиус поворота определялся из условий, что складывания прицепа не происходит на всем пути движения МАП, а также не происходит выезд МАП за пределы полосы движения, и угол крена прицепа не превосходит 5°.



а)



б)

На рис. 3 показано усилие в тросе при маневрировании МАП с порожним прицепом со скоростью 15 км/ч и радиусе поворота 50 м. Следует отметить, что при маневрировании по дороге с меньшим коэффициентом сцепления усилие в тросе немного меньше. Так, приходится меньше усилий тратить на преодоление бокового скольжения прицепа.

Движение МАП задним ходом с груженым прицепом в принципе мало отличается от движения с порожним прицепом. Основное отличие состоит в увеличении усилия в тросе по сравнению с движением с порожним прицепом, что проиллюстрировано на рис. 3.

На основании результатов моделирования и тестовых испытаний, проводимых на асфальтовой и грунтовой дороге, как с порожним, так и с груженым прицепом, установлена принципиальная возможность маневрирования МАП задним ходом и сформулированы некоторые рекомендации по эксплуатации МАП в этих условиях:

а) определены критические радиусы поворота при различных коэффициентах сцепления (см. рис. 1);

б) определены характеристики троса, обеспечивающие движение МАП, оснащенным сцепным устройством с управляемым тросом (усилие в тросе во всех случаях не превосходило 4—5 т, поэтому сцепное устройство может быть укомплектовано стандартными 10-миллиметровыми тросами с металлическим сердечником типа ТК или ЛК-0 (ГОСТ 3067—55 и ГОСТ 3069—55).

Заключение

На основании численного моделирования и натурных испытаний определены характеристики маневренности малотоннажного автопоезда с управляемым тросом в сцепном устройстве при движении задним ходом для скоростей движения от 5 до 20 км/ч.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Малиновский М. П.** Прогнозирование процесса продольного сближения автотранспортных средств / М. П. Малиновский, Г. И. Гладов // Автомобильная промышленность. —2009. — № 9. — С. 21—26.
2. **Гладов Г. И.** Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда / Г. И. Гладов, М. П. Малиновский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2007. — № 11. — С. 36—46.
3. **Гладов Г. И**. Расчет дистанции сближения автотранспортных средств / Г. И. Гладов, М. П. Малиновский // Журнал Автомобильных Инженеров. — 2009. — № 2. — С. 30—32.
4. **Михолап Л. А.** Модель малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве / Михолап Л. А., Малолетов А. В., Комаров Ю. Я., Короляш В. А., Волчков В. М. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. — 2014. — № 10. — С. 24—28.
5. **О некоторых особенностях оснащения глобальных групп при ведении боевых действий в городских условиях** / Л. А. Михолап, Ю. Я. Комров, В. А. Короляш, С. Р. Тывье // Научно технический сборник "Известия", № 256, ч. 1.2. — М.: 2015.
6. **U. S. Pat. No. 4,015,856**. William Van Smith. / Stabilizer Mechanism. — Apr. 5, 1977.
7. **U. S. Pat. No. 4,469,347**. Kurt Gier. / ARTICULATED MULTI-AXLE VEHICLE. — Sep. 4, 1984.
8. **U. S. Pat. No. 3,837,676**. William L. Rendessy. / Sway Control Device for Trailer Hitches. Sept. / 24, 1974.
9. **U. S. Pat. No. 5,407,220**. Edmond V. Fischer. / Rotary Trailer Sway Damper. Apr. 18, 1995.

УДК 629.3.018.4

А. М. Щелудяков, аспирант, e-mail: sam@pstu.ru,
Д. В. Головин, студент, e-mail: danilagolovin@gmail.com,
Пермский национальный исследовательский политехнический университет

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УМЕРЕННО-КОНТИНЕНТАЛЬНОМ КЛИМАТЕ

В работе произведен сравнительный анализ вибронагруженности конструктивных элементов автомобилей на примере Toyota Highlander и Lexus RX350 при их эксплуатации в умеренно-континентальном климате. На основе анализа определена причина повышенных вибраций кузова автомобиля Toyota Highlander во время холодного пуска и прогрева при отрицательных температурах.

Ключевые слова: *автомобиль, холодный пуск, вибронагруженность.*

A. M. Shcheludyakov, D. V. Golovin

THE COMPARATIVE ANALYSIS OF VIBROLOADING OF ELEMENTS OF CARS AT THEIR OPERATION IN MODERATE AND CONTINENTAL CLIMATE

In the work carried out comparative analysis of vibroloading of car elements on the example of Toyota Highlander and Lexus RX350 at their operation in moderate and continental climate. On the basis of the analysis the reason of the increased vibrations of a body of the Toyota Highlander car during cold start-up and warming up at negative temperatures has been defined.

Keywords: *car, cold start, vibroloading.*

Целью исследования является анализ и оценка вибронагруженности конструктивных элементов автомобиля Toyota Highlander в сравнении с автомобилем Lexus RX350 при отрицательных температурах. Для достижения цели определен ряд задач: выявление проблемы, выбор оборудования для измерения, проведение исследования в условиях наиболее близких к реальным, сравнение, анализ и оценка результатов исследования, составление заключения и рекомендаций на основе результатов исследования.

В 2013—2014 гг. официальными дилерами Toyota в городах: Пермь, Челябинск, Тюмень, Екатеринбург, Иркутск были зарегистрированы множественные обращения владельцев Toyota Highlander с претензиями, что на данных автомобилях во время холодного пуска двигателя и его прогрева при отрицательных температурах ощущается вибрация [1, 2] на водительском сиденье. По результатам направлений запросов дилерам было определено, что в Челябинске зафиксировано 50 обращений, в Екатеринбурге — 45, в Тюмени — 47, в Иркутске — 30, в Перми — 20 (рис. 1). Обращения поступали только в зимний период.

Toyota Highlander и Lexus RX350 являются схожими автомобилями. Различия заключаются в типе усилителя рулевого управления, комплектациях, эргономике салона и габаритных размерах [3]. Были направлены запросы официальным дилерам марки Lexus, находящимся в указанных городах по количеству обращений владельцев Lexus RX 350 со схожей проблемой. Сервисными центрами Lexus не было зафиксировано обращений владельцев Lexus RX 350 с данной проблемой.

Оценка вибронагруженности производилась посредством восьмиканального синхронного регистратора и анализатора вибросигналов "Диана-8". Прибор комплектуется лазерным отметчиком фазы и виброакселерометрами пьезоэлектрического типа со встроенными предусилителями, которые обеспечивают высокую чувствительность, помехозащищен-

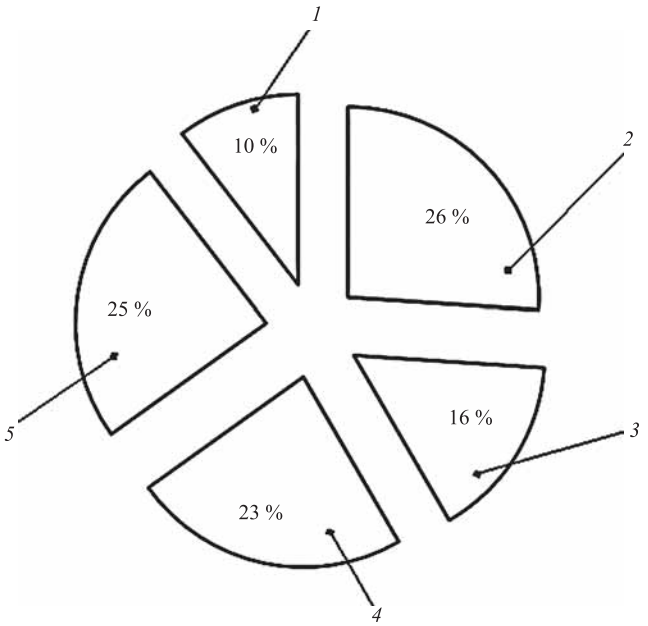


Рис. 1. Статистика обращений владельцев Toyota Highlander:

1 — Пермь — 10 обращений; *2* — Челябинск — 50 обращений; *3* — Иркутск — 30 обращений; *4* — Екатеринбург — 45 обращений; *5* — Тюмень — 47 обращений

ность и линейность характеристик во всем частотном диапазоне измерений [4].

На автомобилях были установлены датчики: три на двигателе и три на кузове. Один из каждой тройки датчиков регистрировал параметры вибрации в вертикальном направлении, другие два, соответственно, в продольном и поперечном направлениях. Все датчики были пронумерованы от 1 до 6.

Измерения производились в условиях максимально приближенных к описанию в жалобах клиентов: автомобили выдерживались на улице при температуре −20 °С около 5 ч для холодного пуска двигателя и его прогрева. Единственное, что являлось невозможным — это создание условий низкой температуры окружающей среды в ходе измерений.

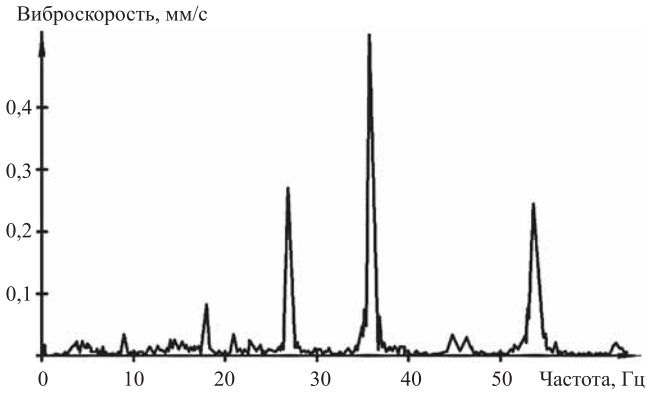


Рис. 3. Спектральная характеристика колебаний двигателя автомобиля Lexus RX350

В результате измерений были получены спектральные характеристики колебаний двигателей и кузовов автомобилей Toyota Highlander и Lexus RX 350. Анализируя их, было определено, что двигатели как источники вибрации на автомобилях создают практически одинаковые колебания (рис. 2 и 3).

Анализируя спектральные характеристики колебаний кузова, сделан вывод, что на переднем правом крыле автомобиля Toyota Highlander (рис. 4) присутствует большее количество частотных составляющих, чем на аналогичной детали автомобиля Lexus RX350 (рис. 5). При этом амплитуда виброскорости в точке измерения значительно выше, что соответствует повышенной вибронагруженности элемента.

Был произведен расчет среднего квадратичного значения (СКЗ) амплитуд колебаний кузова на соответ-

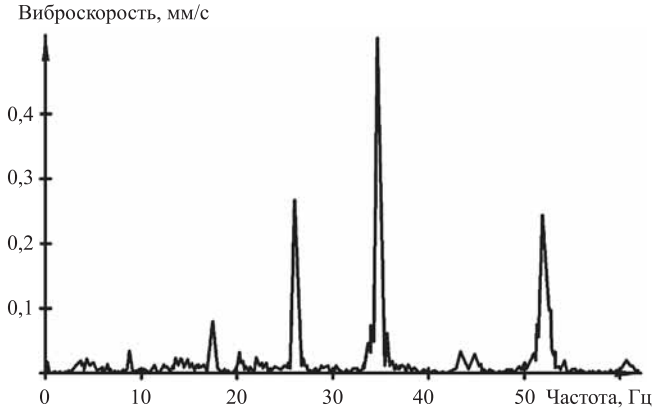


Рис. 2. Спектральная характеристика колебаний двигателя автомобиля Toyota Highlander

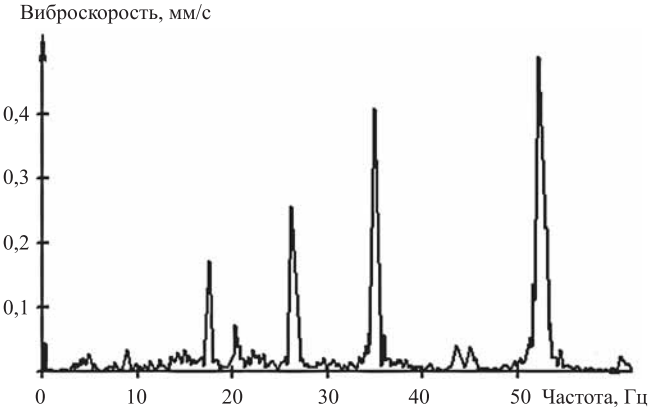


Рис. 4. Спектральная характеристика колебаний кузова на переднем правом крыле автомобиля Toyota Highlander

Среднее квадратичное значение колебаний кузовов

	Амплитуда колебаний кузова по виброскорости на соответствующих частотах, мм/с (Гц)				СКЗ	Процентное соотношение СКЗ
Toyota Highlander	1,1 (12,15)	0,8 (24,3)	0,6 (36,45)	0,7 (18,15)	0,41	41 %
Lexus RX350	0,5 (26,1)	0,6 (35)	0,2 (52,1)	—	0,26	27 %

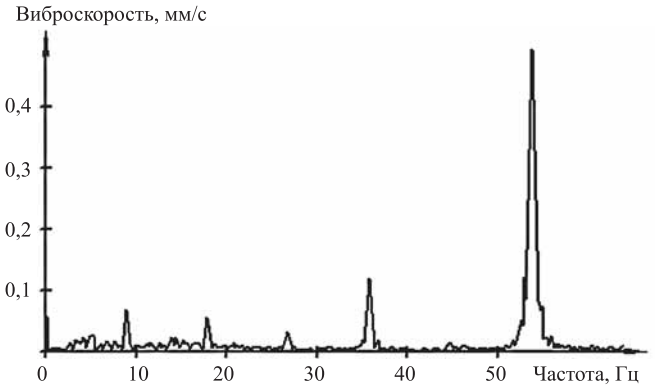


Рис. 5. Спектральная характеристика колебаний кузова на переднем правом крыле автомобиля Lexus RX350

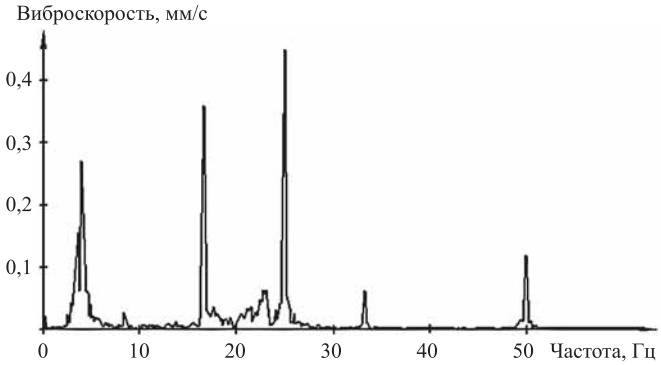


Рис. 6. Спектральная характеристика колебаний кузова на переднем правом крыле автомобиля Lexus RX 350 после замены правых опор ДВС от автомобиля Toyota Highlander

ствующих значениях частот относительно СКЗ составляющих спектра измеренного на двигателе (таблица).

Сравнивая процентное соотношение среднего квадратичного значения, можно увидеть, что на Toyota Highlander вибрация больше на 14 % в отличие от Lexus RX350.

Источником вибрации является двигатель. Вибрации, образованные двигателем, передаются на кузов посредством опор крепления. У данных автомобилей отличаются каталожные номера тяги управления перемещением двигателя и правой опоры двигателя. Соответственно, можно сделать вывод, что на автомобиле Toyota Highlander данные элементы не справляются со своей работой, вследствие чего на водительском месте ощущается вибрация во время холодного пуска двигателя и его прогрева при отрицательных температурах.

Произведено снятие опор двигателя с Toyota Highlander и установка их на Lexus RX350. После проведенных операций выполнен замер вибронагруженности (методики проведения измерений, при этом не отличались). Полученные спектральные характеристики на переднем правом крыле автомобиля Lexus RX350 после замены опор практически идентичны тем, что были измерены ранее на Toyota Highlander (рис. 6).

Следовательно, проблему вибрации на Toyota Highlander можно решить путем замены тяги управления перемещением двигателя и правой нижней опоры двигателя от автомобиля Lexus RX350. Замена опор является наиболее экономически выгодным способом решения данной проблемы.

В ходе данной исследовательской работы была проанализирована статистика по жалобам владельцев автомобиля Toyota Highlander на повышенную вибрацию во время холодного пуска двигателя и его прогрева при отрицательных температурах. Произведено измерение вибронагруженности конструктивных элементов автомобилей Toyota Highlander и Lexus RX350. По результатам измерений произведен анализ спектральных характеристик колебаний двигателей и кузовов данных автомобилей. На основании анализа определена причина повышенных вибраций кузова автомобиля Toyota Highlander в виде не справляющихся со своей работой тяги управления перемещением двигателя и его правой опоры. Замена этих деталей на аналогичные от автомобиля Lexus RX350 является наиболее экономически выгодным способом решения данной проблемы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ 24346—80.** "Вибрация. Термины и определения". М., 2010. — 26 с.
2. **ГОСТ 31191.1—2004.** "Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека". Ч. 1. Общие требования. М., 2008. — 28 с.
3. **Устройство, техническое обслуживание и ремонт Lexus RX350, Toyota Highlander.** Модели с двигателем 2GR-FE. М.: Легион-Автодата, 2006. — 544 с.
4. **Прибор для измерения и анализа вибрации многоканальный Диана-8.** Руководство по эксплуатации [Электронный ресурс]. URL: http://vibrocenter.ru/demo/diana8_um.pdf (дата обращения 10.02.2015).

УДК 620.1; 621.91:658.56

В. А. Рогов, д-р техн. наук, профессор, **А. С. Кошеленко,** канд. техн. наук, доцент,
О. В. Жедь, канд. техн. наук, доцент, **Е. С. Хишова,** магистрант,
Российский университет дружбы народов (РУДН)
E-mail: kafedra.tm.rudn@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОМ ФОТОМЕХАНИКИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ОТ СИЛ ЗАЖИМА В САМОЦЕНТРИРУЮЩЕМ ПАТРОНЕ НА ЭТАПАХ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Исследуется методом фотомеханики напряженно-деформированное состояние (НДС) зубчатого венца, который находится в статическом равновесии от действия сил зажима кулачками самоцентрирующего патрона. Моделируется влияние сил зажима на НДС контура отверстия зубчатого венца перед его обработкой на расточном или внутришлифовальном станке.

Ключевые слова: *зубчатый венец, фотомеханика, сила зажима, напряженно-деформированное состояние (НДС).*

V. A. Rogov, A. S. Koshelenko, O. V. Zhed, E. S. Khishova

RESEARCH BY PHOTOMECHANICS METHOD THE INTENSITY OF TOOTHING THROUGH CLAMPING FORCES IN SELF-CENTERING CHUCK AT MACHINING STAGE

Strain intensity state of toothing in static balance through an action of clamping forces in self-centering chuck in research by photomechanics method. Influence of clamping forces on SIS of the hole contour of the toothing before it's processing on the internal grinder is modelled.

Keywords: *toothing, photomechanics, clamping force, strain intensity state (SIS).*

(Рисунки на 2-й, 3-й, 4-й полосах обложки)

Производство маложестких зубчатых венцов повышенной точности, которые подвергаются химико-термической обработке на этапах технологического процесса механической обработки, сопряжено с трудностью обеспечения точности формы базового отверстия на финишных этапах обработки. В производстве таких зубчатых венцов реализуются две схемы базирования для окончательной обработки центрального отверстия, а именно: 1 — по эвольвентному профилю направленным зажимом через установочные ролики кулачками самоцентрирующего патрона; 2 — по внешнему контуру зубчатого венца напрямую кулачками самоцентрирующего патрона. Первая схема предпочтительнее, так как обеспечивается самая короткая размерная цепь между отверстием венца и делительным цилиндром его зубчатого профиля. По второй схеме необходимо дополнительно повышать точность промежуточной базы, т. е. внешнего контура венца. Кроме того, размерная цепь, связывающая делительный цилиндр с отверстием, имеет промежуточное звено — положение оси внешнего контура зуба венца, вследствие чего понижается точность замыкающего звена в цепях относительного поло-

жения поверхностей. В обоих случаях контур отверстия зубчатого венца перед обработкой упруго деформируется вследствие приложенных сил зажима, искажая его исходную форму. В результате механической обработки непосредственно в патроне в зажатом состоянии обеспечивается правильная форма отверстия.

После освобождения венца от сил зажима упругие деформации восстанавливаются и достигнутая при обработке правильная форма отверстия зеркально искажается, в сравнении с вариантом на момент начала обработки. Не жесткий зубчатый венец близок по форме к тонкостенной втулке.

Из технической литературы [1] известно, что погрешность геометрической формы обработанного отверстия тонкостенной, раскрепленной от сил зажима, втулки определяется разностью наибольшего r_A и наименьшего r_B радиусов $\Delta = r_A - r_B$ (рис. 1, *в*), в связи с тем, что в местах *A* контакта кулачков при зажиме в 3-кулачковом патроне радиус заготовки уменьшается, а в точках *B* увеличивается (рис. 1, *а*). Погрешность Δ формы отверстия при ее закреплении в кулачковых патронах значительна и зависит от величины силы зажима и числа кулачков.

Для установления влияния на НДС отверстия зубчатого венца силы зажима и числа кулачков патрона выполнено исследование на моделях зубчатых венцов из оптически чувствительного материала (ОЧМ) методом фотомеханики [2]. В экспериментах моделируется НДС контура отверстия не жесткого зубчатого венца от сил зажима в 3-, 6-кулачковом и интегральном патронах при его обработке на расточном или внутришлифовальном станке по двум схемам базирования, изложенным выше. Сила зажима моделей для каждого варианта патрона рассчитывалась из условия постоянства момента сил трения от сил зажима, обеспечивающих надежное удержание венца от действия сил резания.

Геометрические параметры модели исследуемого зубчатого венца: радиус делительной окружности r = 27 мм; радиус вершин зубьев R_e = 30 мм; модуль m = 3 мм; угол профиля $\alpha = 20°$; число зубьев Z = 18; радиус окружности точки касания технологического ролика с зубьями $R \approx 28{,}7$ мм в варианте базирования по эвольвентному профилю; радиус основной окружности r_0 = 25,37 мм; расчетный диаметр технологического ролика d = 8 мм; точка контакта технологического ролика d и кулачка патрона X_0 = 34,8 мм (рис. 2). Исходным материалом для модели зубчатого венца выбрана пластина толщиной 0,5 см из оптически чувствительного прозрачного полимера, изготовленного на основе эпоксидной смолы ЭД6, отвержденной метилтетрагидрофталевым ангидридом. Из пластины вырезался диск с отверстием d_0 = 32 мм и внешним диаметром $2R_e$ = 60 мм, на котором нарезался модульной червячной фрезой зубчатый венец на зубофрезерном станке.

Для проведения модельных экспериментов методом фотомеханики разработана и изготовлена конструкция универсального нагружающего устройства (рис. 3), на котором можно реализовать обе схемы (по эвольвенте и по внешнему контуру) зажима модели зубчатого венца в диапазоне от трехкулачкового до интегрального патрона. Корпус *3* нагружающего устройства изготовлен из оргстекла и имеет форму кольца с поднутрением с одной стороны на 1/3 ширины его внешней части. На оставшейся части корпуса в зоне поднутрения по периметру этого участка выполнены 18 радиальных пазов с угловым шагом $\beta = 20°$, соответственно количеству зубьев модели венца *1*. Соосно осям этих пазов просверлены 18 отверстий в кольцевом корпусе, в которые запрессованы бронзовые втулки *2* с внутренней резьбой. В резьбовые отверстия втулок *2* можно завинтить до 18 зажимных болтов *4*, тем самым создавая условия для моделирования работы интегрального патрона.

В работе приводятся результаты экспериментов о НДС контура отверстия модели зубчатого венца при зажиме в аналогах 3-, 6-кулачкового, а также фотограммы модели зубчатого венца при зажиме в интегральном патроне. В случае базирования по внешнему контуру зубчатого венца усилие от плунжера *6* передается через дисковый оптический динамометр *7* непосредственно внешнему контуру зуба (см. рис. 3, *б*). Для настройки нагружающего устройства на схему зажима с базированием по эвольвенте зуба аналогичную 3- или 6-кулачковому патрону необходимо установить соответствующее число роликов во впадинах между зубьями с угловым шагом $\beta = 120°$ или $\beta = 60°$ соответственно количеству кулачков патрона.

По технике эксперимента установочные ролики *8*, изготовленные по размерам, которые были рассчитаны по стандартным методикам, частично срезаны (см. рис. 3, *а*). Это вызвано необходимостью располагать оптический дисковый динамометр *7* между двумя параллельными плоскостями при передаче усилия зажима от перемещающегося плунжера *6*, вследствие завинчивания болта *4*.

По порядку полосы в центре каждого дискового динамометра с учетом его диаметра и оптических свойств материала устанавливается величина приложенного усилия зажима к зубчатому венцу. Так, по результатам тарировки оптическая постоянная материала составляет $\sigma_0^{1,0}$ = 1,93 МПа (19,3 кг/см/пол), а с учетом толщины зубчатого венца t = 0,5 см цена полосы модели равна σ_0^t = 3,86 МПа (38,6 кг/см^2). На основании этих данных одна полоса $n_ц$ в центре дискового динамометра, который имеет диаметр d = 0,8 см, соответствует усилию зажима $P \approx 60$ Н (6 кгс).

В экспериментах по схеме трехкулачкового патрона принята величина силы зажима $P \approx 240$ Н (24 кгс) на один кулачок, что соответствует четырем полосам в центре дискового динамометра *7*. Для аналога 6-кулачкового патрона усилие на каждый кулачок будет в 2 раза меньше, т. е. $P/2$ = 120 Н (12 кгс). На всех

рисунках цифровой индекс у символа P соответствует величине силы в кгс. Эксперименты по нагружению модели зубчатого венца выполнялись в лаборатории фотомеханики кафедры ТММСиИ РУДН на поляризационно-проекционной установке ППУ-7. Фотограммы снимались цифровым фотоаппаратом сначала в прямом потоке поляризованного по кругу монохроматического света ртутной лампы, а затем в белом свете.

По цветным фотограммам, которые снимались в поляризованном по кругу белом свете, выполняется расшифровка нулевых и изотропных зон напряженной модели (рис. 4) и дается качественная оценка ее напряженного состояния. Участки фотограмм, на которых отсутствуют изохромы, окрашены на цветном изображении в черный цвет. Эти участки являются изотропными или нулевыми зонами (точками). Так как объектом исследования является изучение НДС контура отверстия зубчатого венца, то выявлялось наличие на нем нулевых точек, которые могут свидетельствовать о смене знака контурных напряжений.

На свободном контуре отверстия нагруженной модели нулевая точка свидетельствует об отсутствии в ней каких-либо напряжений. А те напряжения, в виде цветных изохром, которые расположены по разные стороны от нулевых точек, информируют, что в этих соседних участках напряженного контура происходит смена знака нормальных главных напряжений, которые направлены по касательной к контуру в точке касания. На контуре отверстия цветных фотограмм нулевые точки помечены цифрами от *1* до *12*. Секторы контура между этими точками маркированы буквенными символами: р — растянутый участок; с — сжатый участок контура. Эта предварительная информация используется при построении эпюр контурных напряжений на фотограммах в черно-белом изображении, которые получаются в монохроматическом свете ртутной лампы.

По черно-белым фотограммам выполняется подсчет полос и количественная оценка напряженного состояния модели венца в целом (рис. 5). Строятся эпюры главных напряжений $\pm\sigma_1$ на контуре отверстия венца от сил зажима в 3-кулачковом патроне до начала его обработки. Зоны растяжения и сжатия на эпюрах помечены соответственно символами (+) и (–). Для построения эпюр главных напряжений на соответствующем участке контура отверстия определялись порядки полос и, в выбранном масштабе полосы n, строились эпюры контурных напряжений. Полученные эпюры в полосах n можно перевести в размерность напряжений по соотношению: $\sigma^{+-}_{\text{конт}} = \sigma^t_0 n$, где $\sigma_{\text{конт}}$ — растягивающее или сжимающее нормальное главное напряжение на контуре отверстия венца; σ^t_0 — цена полосы модели из тарировки в МПа. Расшифровка фотограмм при базировании по внешнему контуру венца (см. рис. 4, *б* и 5, *б*) не вызывает затруднений.

Для наглядности и удобства расшифровки развернем кольцевые венцы с эпюрами на горизонтальную плоскость системы координат (рис. 6). Выполним анализ НДС контура отверстия при базировании по внешнему контуру венца. На участках контура отверстия, находящихся в трех секторах симметрично радиальному направлению действия силы P_{24}, располагаются шесть нулевых точек (*4—6*, *8—10* и *12—2*) с угловым шагом $\beta \approx \pm 20^\circ$ между каждой парой. Симметрично вектору действия зажимной силы между этими нулевыми точками возникают растягивающие напряжения. В трех других секторах контура отверстия с угловым шагом $\beta \approx 80^\circ$ между нулевыми точками (*2—4*, *6—8*, *10—12*) наблюдаются сжимающие напряжения.

Сложнее расшифровываются фотограммы для случая базирования по эвольвенте зуба (см. рис. 4, *а* и 5, *а*), где имеет место 12 нулевых точек на контуре отверстия. Это объясняется характером передачи сил зажима P_{24} от кулачка патрона к эвольвентному профилю зубьев венца посредством дискового динамометра через срезанный ролик, который распределяет ее величину на две равные симметричные составляющие, направленные вдоль линии зацепления. Эти силы разжимают контур впадины между нагруженными зубьями, а их радиальная составляющая дополнительно изгибает кольцевой сектор венца, вследствие чего контур отверстия испытывает сложное НДС с чередующимися участками сжатия и растяжения. На участках контура отверстия между точками: *1—2*; *3—4*; *5—6*; *7—8*; *9—10* и *11—12* действуют растягивающие напряжения. На участках контура отверстия: *2—3*; *4—5*; *6—7*; *8—9*; *10—11* и *12—1* действуют сжимающие напряжения.

Анализируя эпюры контурных напряжений отверстия венца, представленные на рис. 6, отметим, что суммарная амплитуда (ход) растягивающих и сжимающих напряжений при базировании по эвольвентному профилю зуба составляет $n = 3{,}7$ полосы, в то время как при базировании по внешнему контуру зуба суммарная амплитуда таких же напряжений достигает $n = 8$ полос. Так как речь идет об упругом напряженном состоянии отверстия, то следует ожидать, что и характер деформаций контура отверстия венца будет пропорциональным его напряженному состоянию. Это позволяет утверждать, что базирование по эвольвентному профилю зуба предпочтительно потому, что на контуре отверстия возникают минимальные напряжения и, следовательно, минимальные упругие деформации кольцевого контура отверстия от сил зажима, которые искажают ее исходную правильную форму.

Далее рассмотрим схему нагружения модели зубчатого венца силами зажима в 6-кулачковом патроне, фотограммы которого в рассматриваемых вариантах базирования приведены на рис. 7. Для схемы базирования по профилю эвольвенты зуба венца дисковые срезанные

ролики устанавливались попарно в диаметральной плоскости во впадины между зубьями с угловым шагом $\beta = 60^\circ$ и нагружались через дисковые динамометры силами зажима $P = 120$ Н (12 кгс) (см. рис. 7, *а*). В схеме базирования по внешнему контуру венца дисковые динамометры устанавливались непосредственно на зубья с тем же угловым шагом $\beta = 60^\circ$ (см. рис. 7, *б*). Ранее отмечалось, что для всех схем зажима модели обеспечивалось постоянство момента сил трения от сил зажима. Поэтому величина силы зажима на каждый кулачок для 6-кулачкового патрона принималась в 2 раза меньше по сравнению с 3-кулачковым патроном.

Развернем кольцевые венцы с эпюрами контурных напряжений (см. рис. 7) на горизонтальную плоскость системы координат (рис. 8). Выполним анализ НДС контура отверстия при базировании по внешнему диаметру венца. По всему периметру отверстия выявлены напряжения сжатия, которые плавно меняются по амплитуде с цикличностью соответствующей количеству точек приложения сил зажима. Таким образом, угловой шаг волны контурных напряжений составляет $\beta = 60^\circ$. Минимальная величина сжимающих напряжений, составляющая десятые доли полосы, наблюдается на участках контура отверстия, через которые проходят в радиальном направлении линии действия сил зажима. Максимальные значения сжимающих контурных напряжений составляют $n \approx 2$ полосы.

В случае базирования по эвольвенте делительного цилиндра в 6-кулачковом патроне имеет место также 12 нулевых точек на контуре отверстия, но характер эпюры НДС контура отверстия для этой схемы базирования качественно отличается от 3-кулачкового патрона. Превалируют в основном напряжения сжатия с амплитудой максимальных значений, достигающих $n \approx 2{,}2$ полосы. Участки растяжения с незначительной амплитудой $n \approx 0{,}2$ полосы располагаются между нулевыми точками: *2—3*; *4—5*; *6—7*; *8—9*; *10—11* и *12—1*. Сравнивая эпюры напряженного состояния контура отверстия по данным рис. 8, отметим, что суммарная максимальная амплитуда напряжений для случая базирования по эвольвенте зуба венца составляет $\Sigma n = 2{,}4$ полосы, в то время как при базировании по внешнему контуру венца всего $n = 1{,}8$ полосы, что на 25 % меньше в сравниваемых вариантах.

В заключение приведем фотограммы НДС модели зубчатого венца, зажатого в интегральном патроне (рис. 9). Из фотограмм следует, что силы зажима венца, вызывающие упругие деформации контура отверстия, по обоим вариантам базирования не исказят его формы, а только уменьшат номинальный диаметр отверстия. В варианте на рис. 9, *а* венец базируется по внешнему контуру зуба и к каждому зубу приложено усилие $P = 6$ кгс ($n = 1$ полоса в дисковых динамометрах), что превышает в 1,5 раза исходное условие равенства момента сил трения для всех вариантов схемы зажима. Полученная фотограмма свидетельствует о равномерном сжатии контура по всему периметру отверстия. Полоса первого порядка расположена в теле модели на некотором расстоянии эквидистантно контуру отверстия венца. На основании этой фотограммы можно утверждать, что упругие деформации, вызванные силами зажима венца по его внешнему контуру в интегральном патроне, не исказят его формы, а только уменьшат номинальный диаметр отверстия. Аналогичный вывод можно сделать и по фотограмме (см. рис. 9, *б*) для случая базирования по эвольвенте зубьев венца [2] на которой максимальный порядок полосы сжимающих напряжений на контуре отверстия равен примерно одной полосе. В этом варианте зажима модели к каждому ролику приложено усилие $P = 40$ Н (4 кгс).

Подводя итоги выполненным экспериментам, отметим, что в интегральном патроне контур отверстия венца не изменяет своей формы вследствие упругих деформаций от сил зажима. Последствия этих деформаций проявляются в равномерном уменьшении его диаметрального размера, что может быть легко компенсировано настройкой оборудования. В остальных рассмотренных вариантах схем зажима модели венца выявлено, что при большем суммарном ходе упругих напряжений с противоположным знаком, будут более значительные искажения формы отверстия, вследствие того, что их суммарное влияние разнонаправлено. Анализ результатов эксперимента свидетельствует, что перераспределение силы зажима на большее число точек ее приложения уменьшает как величину хода упругих напряжений, а следовательно, и деформаций, так и создает равномерное НДС одного знака на контуре отверстия, что минимизирует его влияние на искажение формы после снятия сил зажима. Полученные результаты можно перенести на реальную конструкцию с учетом коэффициентов геометрического и силового подобия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Маталин А. А.** Технология машиностроения: Учебник. 3-е изд., стер. — СПб.: Издательство "Лань", 2010. — 512 с.
2. **Кошеленко А. С., Позняк Г. Г.** Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. — М.: Издательский дом "Граница", 2004. — 296 с.: ил.
3. **Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В.** Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца от сил зажима. Проблемы и достижения в инновационных материалах и технологиях машиностроения: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Комсомольск-на-Амуре, 12—16 мая 2015 г. С. 227—231.

УДК 621.43

Д. Ю. Батыщев, e-mail: batyshhev@bk.ru, **В. А. Рыжиков**, д-р техн. наук, профессор, e-mail: rigikov54@mail.ru, **Д. З. Мачитадзе**, студент, e-mail: machitadze2015@yandex.ru, ИСОиП ФГБОУ ВПО Донской государственный технический университет

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ТОПЛИВНОЙ СМЕСИ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

Разработана установка для подачи газо-водяной топливной смеси в цилиндры ДВС. Определена оптимальная концентрация воды в газо-водяной смеси. В результате компьютерного моделирования определена степень влияния концентрации водяного пара на плотность рабочей смеси и скорость распространения фронта пламени относительно точки воспламенения.

Ключевые слова: *теплопроводность, пространственная, координата, распространение, плотность, топливная, смесь, двигатели, внутреннего, сгорания, моделирование, процессы.*

D. Yu. Batyshchev, V. A. Ryzhikov, D. Z. Machitadze

INFLUENCE OF HEAT CONDUCTION FUEL MIX ON WORKING PROCESSES IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

An installation for supplying fuel gas-water mixture in the cylinders of the engine. The optimum water concentration in the gas and water mixture. As a result of computer simulations to determine the effect of water vapor concentration on the density of the working mixture and the speed of propagation of the flame front relative to the point of ignition.

Keyword: *thermal conductivity, spatial, coordinate distribution, density, fuel, a mixture of, engines, internal combustion, modeling processes.*

Одним из важнейших факторов, влияющих на распространение пламени в цилиндре и полноту сгорания топливной смеси, является плотность горючей смеси. Известно, что наивысшая скорость сгорания любого углеводородного топлива достигается при максимальных концентрациях топлива в цилиндре двигателя. Также при обеднении горючей смеси наблюдается снижение мощности двигателя и частичная потеря разгонной динамики. Плотность топливной смеси влияет на гидравлические потери при прохождении через отверстие впускного клапана и дроссельной заслонки. Помимо этого, на гидравлические потери влияет уменьшение концентрации топлива, что может быть вызвано изменением состава топлива на молекулярном и физическом уровнях. Этот эффект наблюдается в автомобильных топливных системах, работающих на бензо-водяных смесях.

В настоящее время наиболее перспективным является использование газового топлива в ДВС, при котором снижается токсичность выхлопа и улучшаются технико-экономические показатели. При использова-

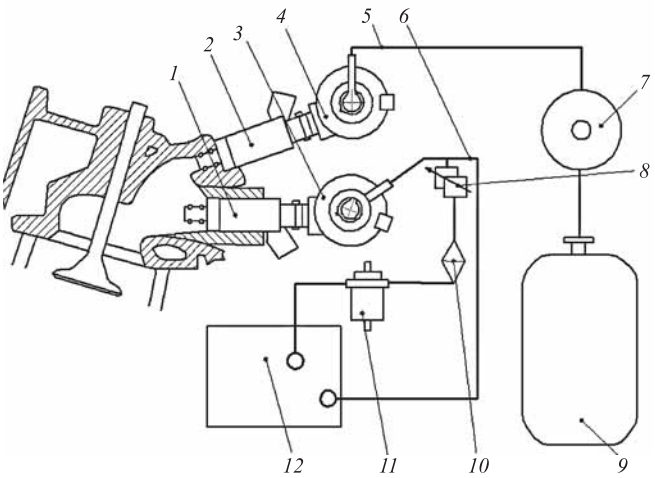


Рис. 1. Система подачи газо-водяной смеси во впускной трубопровод ДВС:

1 — водяная форсунка; *2* — топливная форсунка; *3* — водяная рампа; *4* — топливная рампа; *5* — газовый трубопровод; *6* — водяной возвратный трубопровод; *7* — газовый редуктор; *8* — регулятор давления воды; *9* — газовый баллон; *10* — водяной насос; *11* — водяной фильтр; *12* — бак с водой

нии газо-водяных смесей концентрация горючего газа уменьшается вследствие изменения стандартного равновесного состава продуктов горения топливной смеси. Для повышения экономичности ДВС в пропан-бутановое газовое топливо, на входе во впускной коллектор целесообразно добавлять водяную присадку, распыляемую при помощи водяной форсунки [1, 3]. При этом образуется мелкодисперсная газо-водяная смесь, которая подается в отверстие впускного клапана. Схема организации рабочего процесса подачи газоводяной смеси в цилиндры ДВС изображена на рис. 1.

Процесс горения газо-водяной смеси в цилиндре ДВС описывается дифференциальными уравнениями [1]:

$$k\left(\frac{d^2T}{dr^2}+\frac{1}{r}\frac{dT}{dr}\right)=$$

$$=\frac{\alpha}{C_v\rho}(T-T_c)-\frac{Q_o}{c_V\rho}k(1-\eta)\exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right);$$

$$D\left(\frac{d^2\eta}{dr^2}+\frac{1}{r}\frac{d\eta}{dr}\right)=-k(1-\eta)\exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right), \qquad (1)$$

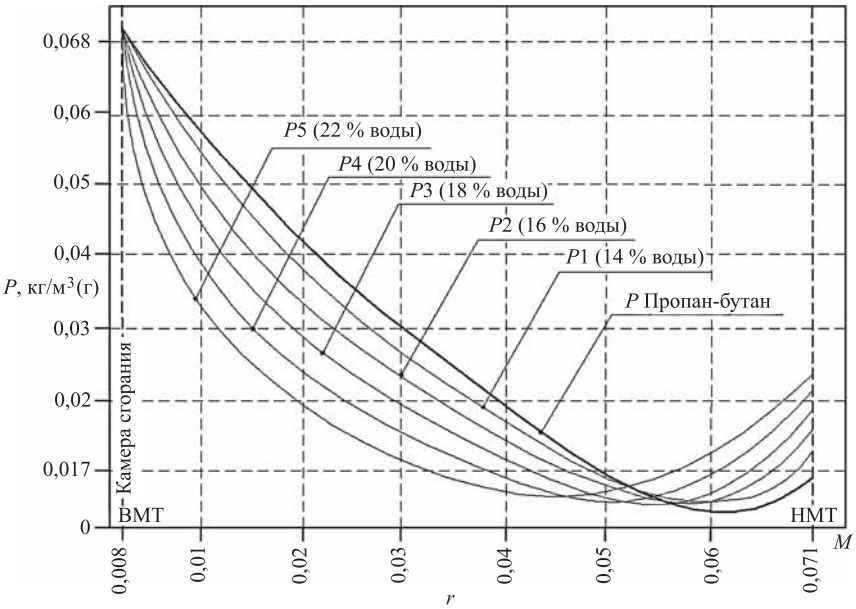


Рис. 3. График изменения плотности газо-водяной смеси с использованием летнего вида пропанобутанового топлива при различных концентрациях водяного пара:

P1, *P2*, *P3*, *P4* и *P5* — плотность газо-водяной смеси при концентрации воды

где k — эффективный коэффициент температуропроводности; α — коэффициент теплообмена; ρ — плотность топливной смеси; c_V — удельная теплоемкость топливной смеси при постоянном объеме; Q_0 — тепловой эффект реакции; E_a — энергия активации; R — универсальная газовая постоянная; V — скорость топливной смеси; D — коэффициент диффузии.

При помощи компьютерного моделирования можно проследить за изменением плотности газо-водяной смеси при сгорании в цилиндре ДВС и влияния этого процесса на динамику горения. Также можно определить диапазон снижения пиковой температуры в конце такта сжатия [2, 3].

На рис. 2 и 3 показаны зависимости изменения плотности при сгорании газо-водяной смеси и распространении ее в цилиндре.

Из графиков видно, что изменение плотности горючей смеси в результате распространения по объему цилиндра, происходит менее интенсивно в случае горения газа с наибольшим содержанием бутана, т. е. "летнего" пропанбутана. Это объясняется более высокой молекулярной плотностью бутана и

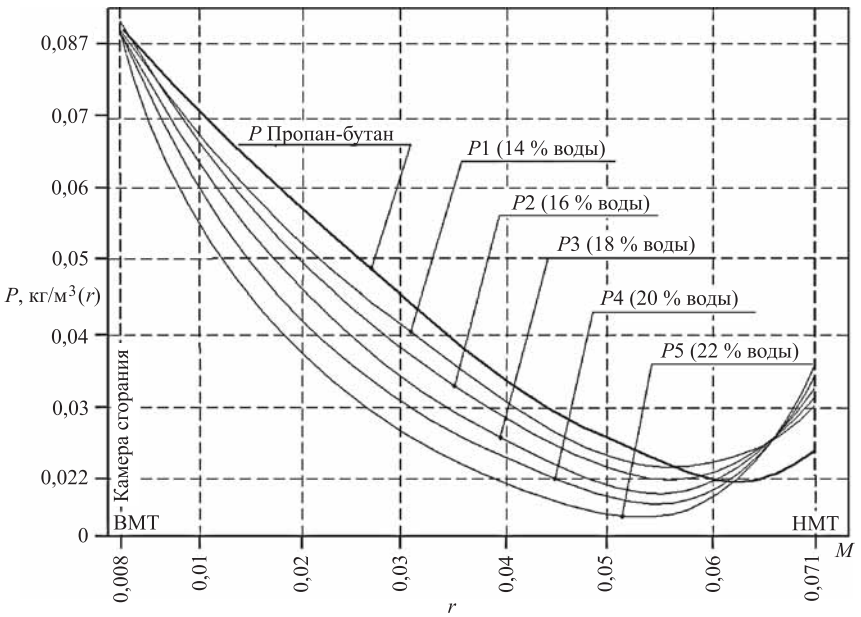


Рис. 2. Графики изменения плотности газо-водяной смеси с использованием зимнего вида пропанобутанового топлива при различных концентрациях водяного пара:

P1, *P2*, *P3*, *P4* и *P5* — плотность газо-водяной смеси при концентрации воды

его медленной испаряемостью. Также следует отметить, что с увеличением концентрации водяного пара в горючей смеси, максимальная температура горения *T* значительно снижается.

На основании полученных данных можно сделать вывод, что изменение параметров рабочего тела, напрямую влияет не только на интенсивность протекания рабочего цикла, но и на тепловой эффект горения.

Следует отметить, что увеличение концентрации водяного пара в газовом топливе обусловливает изменение критической температуры в цилиндре, что напрямую влияет на динамику работы ДВС и тепловую загруженность деталей цилиндропоршневой группы [1, 4].

Выводы

1. Скорость распространения пламени и максимальная температура горения в цилиндре напрямую зависят от плотности топливной смеси.

2. Тепловые потери в цилиндре, связанные с изменением состава топлива и теплозатрат на его испарение, позволяет снизить детонационный эффект и частично уменьшает тепловую загруженность деталей.

3. Эффект от применения газо-водяной присадки в рабочем цикле ДВС наиболее ярко и четко проявляется при использовании летнего вида топлива.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. **Батыщев Д. Ю.** Моделирование процесса горения газо-водяных смесей в ДВС / Д. Ю. Батыщев, В. А. Рыжиков // Грузовик, Москва — 2015, № 4. — С. 15—20.
2. **Золотницкий В. А.** Новые газотопливные системы автомобилей / Золотницкий В. А., под научн. ред. С. Н. Погребенко. — М.: Издательский Дом Третий Рим, 2005. — 64 с.
3. **Золотницкий В. А.** Система питания газобензиновых автомобилей / В. А. Золотницкий. — М.: Издательский дом "Третий Рим", 2001. — 125 с.
4. **Лебедев О. Н.** Методы улучшения смесеобразования в судовых четырехтактных дизелях. — Новосибирск: Наука, 1973. — 100 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2016 год

Подписавшись в издательстве, вы:
1) получаете без задержек журнал с первого номера;
2) экономите на стоимости почтовой доставки;
3) получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:
E-mail: realiz@mashin.ru
Тел.: 8 (495) 785-60-69.
Отдел продаж, маркетинга, рекламы
WWW.MASHIN.RU

УДК 656.13

Д. С. Панфилов, Национальный минерально-сырьевой университет "Горный", Санкт-Петербург
E-mail: dmitry.panf@yandex.ru

МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА ГЛАВНЫХ ДОРОГАХ САНКТ-ПЕТЕРБУРГА

Проведен анализ регулирования движения транспорта на городских магистралях с учетом их проектной пропускной способности. Разработаны мероприятия и даны рекомендации по увеличению пропускной способности и использованию инструментов и технологий для ликвидации заторов на основных магистралях Санкт-Петербурга (на примере Московского проспекта).

Ключевые слова: *интенсивность, пропускная способность, безопасность, городская магистраль, дорожное движение, автомобилизация, скоростной режим движения, транспортный поток.*

D. S. Panfilov

MODERNIZATION OF REGULATION OF MOVEMENT OF VEHICLES ON THE MAIN ROADS OF ST. PETERSBURG

The analysis of the regulation of traffic on city highways according to their capacity. Developed interventions and provided recommendations to increase the capacity and use of tools and technologies for the elimination of congestion on the main highways of St. Petersburg (on the example of Moscow Avenue).

Keywords: *intensity, bandwidth, security, urban highway, traffic, motorization, high-speed movements, traffic flow.*

Развитие Санкт-Петербурга при интенсивном росте числа автомобилей и других транспортных средств сталкивается с недостаточными возможностями пропускной способности улиц и проспектов. Очевидно, что ситуация требует применения новых, более рациональных методов использования территории города, при сложившихся градообразующих принципах. Сегодня организация регулирования потоков транспорта на главных (федерального значения) проспектах города является актуальной задачей [1]. Рассмотрим пример использования возможных мероприятий и инструментов для увеличения пропускной способности одной из важнейших дорог города — Московского проспекта, которая на протяжении двух веков постоянно реконструировалась под увеличивающиеся транспортные потоки. Высокий уровень загрузки транспортом Московского проспекта от начала на Сенной площади, не снижается при пересечении новостроек Московского района и сохраняется до площади Победы (окончание проспекта). Проспект играет важную роль в работе маршрутного городского транспорта для обслуживания мощных пассажирских потоков на всем протяжение в 9,5 км. На Московском проспекте организовано движение множества маршрутных автобусов и троллейбусов. Общее число перевозимых пассажиров наземным общественным транспортном по Московскому проспекту составляет 150 тыс. человек в сутки.

Аналитическое исследование

Решение задачи по повышению пропускной способности Московского проспекта выполнено с использованием известного математического аппарата [3, 4]. Однако при оценке условий движения потребовалось ввести корректирование с помощью коэффициентов, отражающих возможные ситуации при задержках уличного движения в зависимости от режимов светофоров, погодных условий, ремонтов проезжей части и пр.

В результате оказалось, что расчеты, выполненные с учетом полученных экспериментальным путем коэффициентов, дают значительно ниже показатели пропускной способности, по сравнению с расчетами без них.

Пропускную способность проспекта можно увеличить с помощью нескольких решений. Это прежде всего оптимизация соотношения количества индивидуального и общественного транспорта. Определение режимов ограничения проезда некоторых типов подвижного состава. Расширение регулирования движения транспортных потоков интеллектуальными системами управления с обратной связью. Целесообразно для достижения максимальной пропускной способности выделить ряды движения автомобилей с различными тягово-динамическими свойствами. В них необходимо ограничить возможность перестроения в другие ряды между перекрестками. В качестве примера можно рекомендовать выделение рядов для служебных и индивидуальных легковых автомобилей, автобусов малого класса, пикапов, маршрутных автобусов. Со временем можно пересмотреть закрепление рядов по типу автомобилей.

Рассмотрим пропускную способность проспекта для легковых автомобилей в двух случаях при непрерывном движении и при необходимости остановок транспорта на перекрестках.

Непрерывное движение потока

Данный случай носит формальный характер, так как на практике в условиях городского движения имеет малую вероятность, но с точки зрения определения теоретического предела пропускной способности проспекта, представляет интерес. При движении на загруженной магистрали автомобили идут сплошным потоком. Пропускная способность проспекта является функцией скорости движения, а скорость определяется требованиями безопасности движения.

Пропускную способность P проспекта (рис. 1) для автомобиля определим по формуле (1), где: V — скорость движения, м/с; j — замедление при торможении, м/с^2; $L_а$ — длина автомобиля, м; d — расстояние между автомобилями:

$$P = \frac{2jV}{2j\left(L_а + V/t_р\right) + V^2/2j} = \frac{V}{L_d}, \text{ (авт/с)}. \quad (1)$$

Формулу (1) можно представить в виде:

$$P = \frac{V}{L_а + S_р + S_m} = \frac{V}{L_d}, \text{ (авт/с)}, \quad (2)$$

где: $V^2/2j = S_m$ — тормозной путь, а $L_а + (V/t_р) + S_m = = L_d$ — расстояние между движущимися автомобилями (дистанция безопасности), состоит из отрезка пути, проходимого автомобилем за время реакции водителя — $t_р$ (принимаем 1 с [3]), и тормозного пути. Это расстояние является минимально необходимым для избежания попутных столкновений, при внезапной остановке впереди движущегося автомобиля.

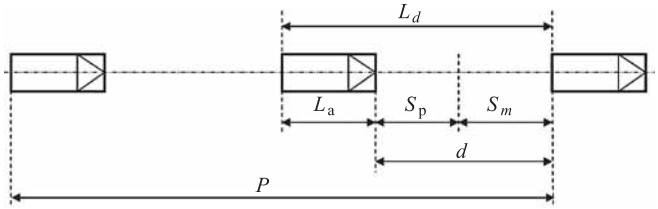


Рис. 1. Расчетная схема пропускной способности проспекта

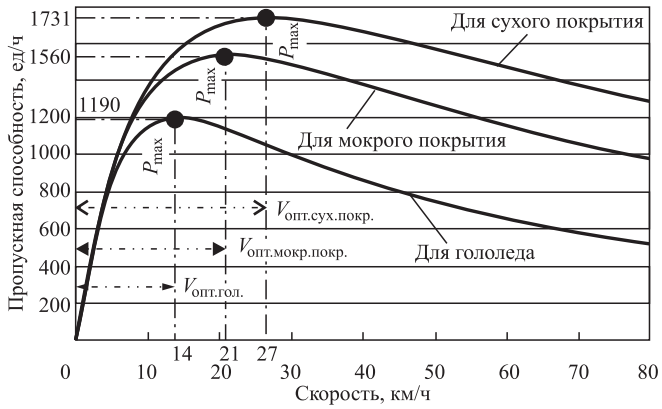


Рис. 2. Влияние дорожных условий на пропускную способность

По формуле (1), с одной стороны, увеличение скорости повышает пропускную способность проспекта, а с другой — влияет отрицательно. То есть с увеличением скорости движения, увеличивается интервал между автомобилями. При достижении некоторого предела скорости, который зависит и от значений входящих в формулу (1) величин (L и j), начинается снижение пропускной способности, так как знаменатель растет быстрее, чем числитель (рис. 2). Какой же должна быть оптимальная скорость, при которой величина пропускной способности получится максимальной? Дифференцируя пропускную способность (формула 1) и приводя к нулю первую производную, мы получим значение V, при котором пропускная способность является максимальной:

$$V_{опт} = \sqrt{2jL_а}, \text{ (м/с)}. \quad (3)$$

Отсюда, тормозной путь:

$$S_m = \frac{V^2}{2j} = L_а, \text{ (м)}. \quad (4)$$

Подъем или уклон не учитываем. Замедление при торможении $j = \varphi_x g$ (где φ_x — коэффициент сцепления для конкретных дорожных условий; g — ускорение свободного падения), примем $j = 6{,}87$ м/с^2 (при сухом асфальте), длину автомобиля $L_а = 4$ м (т.е. предусматриваем легковые автомобили категории В). При этих условиях, подставив значения в формулы (3) и (4) получаем:

$$V_{опт} = \sqrt{2 \cdot 6{,}87 \cdot 4} = 7{,}41 \text{ м/с} \approx 27 \text{ км/ч};$$

$$L_m = L_а = 4 \text{ м};$$

$$L_d = 4 + 7{,}41 + 4 = 15{,}41 \text{ м};$$

$$P = \frac{7{,}41}{15{,}41} = 0{,}48 \text{ авт./с} \approx 1731 \text{ авт./ч}.$$

Рассмотрим зависимость пропускной способности от скорости движения при разных дорожных условиях (см. рис. 2).

Исходя из рис. 2, при выполнении рекомендации к ограничению разрешенной скорости движения автомобилей в зависимости от дорожных условий, можно добиться максимальной пропускной способности на проспекте. Для легковых автомобилей при скорости движения более 80 км/ч время реакции увеличивается и должно быть принято равным не 1 с, а существенно большим (до 2 с). При этом техническое состояние тормозной системы автомобилей и состояние шин, даже на дорожном покрытии с коэффициентом сцепления 0,7—0,8, могут сделать экстренное торможение неустойчивым. Поэтому расчеты рекомендуется выполнять для скоростей до 80 км/ч [3].

Таким образом, пропускная способность проспекта при непрерывном движении очень высока, но необходимо учитывать, что полученные результаты показывают максимально возможную теоретическую пропускную способность. Однако характер и условия городского движения, задержки на перекрестках, необходимость остановок требуют определения пропускной способности улиц с учетом прерывности движения и других факторов.

Пропускная способность проспекта при остановках на перекрестках

Характерной особенностью движения автомобилей на Московском проспекте является его пульсирующая форма вследствие необходимости пропуска автомобилей по пересекающим проспект улицам. Это резко снижает пропускную способность проспекта. Управление таким движением требует внедрения автоматизированных систем.

По проспекту автомобильный поток движется к перекрестку и если на перекрестке происходит смена сигнала светофора на красный, движение прекращается от 0,2 до 1 мин. На такой же отрезок времени открывается пропуск автомобилей по пересекающей улице. Если этот поток меньшей мощности, то время его прохождения будет короче. Затем движение возобновляется по проспекту. Посчитаем, какая будет пропускная способность проспекта при таких условиях движения?

В данном случае формула (5) пропускной способности P' имеет вид:

$$P' = \frac{3600}{t_d + t_с + t'} \frac{S}{L_d}, \qquad (5)$$

где t_d — время движения по магистрали, с; $t_с$ — время стоянки для пропуска транспортного потока по поперечной улице, с; t' — время на смену сигнала (и реакции водителя), с; S — расстояние между поперечными магистралями, м; L_d — расстояние между движущимися автомобилями, м, зависящее от скорости движения, как это было показано выше.

Для Московского проспекта при принятом типе ТС (легковые автомобили, средней длины 4 м) примем для величин в формуле (5) следующие значения: $S = 450$ м (среднее расстояние между основными поперечными магистралями); $L_d = 15{,}41$ м (см. выше); t_d (время прохождения участка S) является функцией V, j, S и слагается из трех величин: $t_р$ — времени разгона, с; t — времени равномерного движения, с, при скорости 7,41 м/с (27 км/ч) и t_m — времени торможения, с.

Таким образом:

$$t_d = t_р + t + t_m = \sqrt{\frac{2S_m}{j}} + \frac{S - 2S_m}{V} + \sqrt{\frac{2S_m}{j}} = \qquad (6)$$
$$= 1{,}2 + 39{,}4 + 1{,}2 \approx 42 \text{ с}.$$

Примем время $t' = 10$ с на смену сигнала для каждого направления (с запрещающего сигнала на разрешающий, дважды по 5 с). Тогда полный цикл при пропуске транспортных потоков по пересекающим магистралям:

42 с по проспекту плюс 42 с по пересекающей улице плюс 10 с на смену сигнала равно 94 с.

Подставив численные значения величин в формулу (5), получим для пропускной способности:

$$P = \frac{3600 \cdot 450}{94 \cdot 15{,}41} = 1118 \text{ авт/ч}.$$

Также необходимо ввести коэффициент изменения условий движения ($k_{уд}$) (учитывающий резкие изменения условий движения), равный 0,8 [2—4].

Для уточнения величины коэффициента $k_{уд}$ необходимы дополнительные исследования:

$$P' = 1118 \cdot 0{,}8 \approx 895 \text{ авт/ч}$$

(для одной полосы движения).

Расчет пропускной способности многополосной дороги $P_{мн}$ определяем по формуле (7):

$$P'_{мн} = P' K_{мн}, \qquad (7)$$

где $K_{мн}$ — коэффициент, учитывающий число полос [3].

Выполненный расчет пропускной способности на Московском проспекте по формуле (7), на пересечении Московского проспекта с Лиговским позволил определить:

$$P'_{мн} = 895 \cdot 3{,}5 = 3130 \text{ авт/ч}$$

(в каждом направлении по Московскому проспекту).

Достижение полученной пропускной способности потребует внедрения ряда мероприятий по организации движения и управлению им [5]. Под этим необходимо понимать — управление и регулирование развитием автомобилизации в Санкт-Петербурге. Большое число легковых автомобилей становится препятствием в использовании пропускной способности проспектов и улиц. Загруженность проспекта легковыми автомобилями снижает скорость движения потока до 5—6 км/ч, т.е. до скорости пешехода. Этот показатель имеет огромное социальное значение, так как общественный пассажирский транспорт работает неэффективно. Если ввести оперативное управление скоростью движения транспортными потоками на основе учета интенсивности движения в режиме реального времени, от устройств контроля, то можно получить максимально эффективные показатели пропускной способности проспекта.

Экспериментальное исследование

Для оценки динамики изменения пропускной способности Московского проспекта в зависимости от дорожно-транспортных условий и времени реакции водителя было проведено на восьми участках. Обобщенные данные приведены в табл. 1. Обследованы были все перекрестки на Московском проспекте. Наблюдения выполнялись в будни в 13.00 для распределения по виду условий движения (УД): свободные, средние, сложные. Присвоение перекрестку вида УД определялось по уровню интенсивности движения транспорта соответствующему уровню удобства движения [4].

Время реакции водителя в разных условиях движения и транспортной интенсивности определялось в час пик: 18-00. Был проведен эксперимент с группой из 10 человек, которые по очереди управляли автомобилем KIA CEED. На перекрестках находились сигнальщики, подающие водителю сигнал "резко поднятая вверх рука". Видя этот сигнал, водитель-испытатель ставил ногу на педаль тормоза. Наблюдатель действие водителя с начала подачи сигнала до

Таблица 1

Интенсивность движения на Московском проспекте

№ п/п	Перекрестки	В направлении к площади Победы, авто/ч			Всего, ед/ч	В направлении к Сенной площади, авто/ч			Всего, ед/ч	Итого
		Легковой	Автобус	Прочие		Легковой	Автобус	Прочие		
1	Наб. р. Фонтанки	618	36	18	744	1596	60	42	1830	2574
2	Загородный просп.	1326	54	42	1545	2022	66	84	2355	3900
3	Наб. Обводного канала	2124	66	72	2433	2220	42	54	2433	4866
4	Лиговский просп.	1788	72	54	2076	2658	102	78	3069	5145
5	Благодатная ул.	2238	72	84	2586	2106	60	54	2364	4950
6	Кузнецовская ул.	1992	60	36	2214	2220	60	60	2490	4704
7	Бассейная ул.	1884	60	84	2202	2634	48	114	2982	5184
8	Ленинский просп.	1842	90	126	2319	1488	180	42	2022	4341
	Итого	13 812	510	516	16 119	16 944	618	528	19 545	35 664

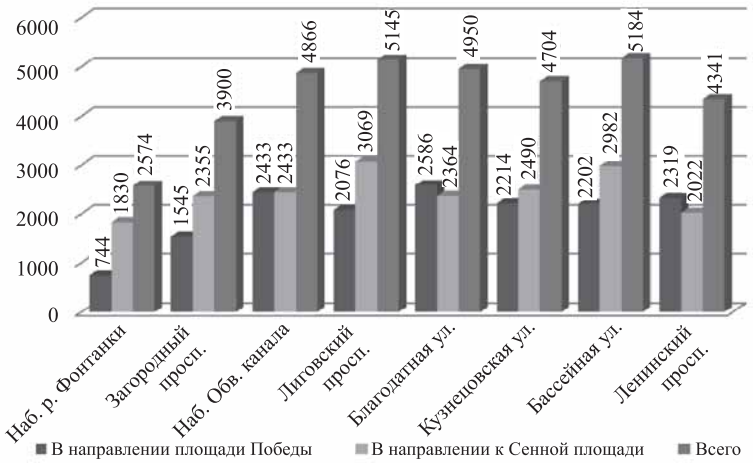


Рис. 3. Интенсивность движения на Московском проспекте

Таблица 2

Перекрестки Московского проспекта с характерными УД

№ п/п	Адреса перекрестков	Вид дорожно-транспортных условий движения
1	Наб. реки Фонтанки	Свободный
2	Загородный просп.	Средний
3	Наб. Обводного Канала	Сложный
4	Лиговский просп.	Сложный
5	Благодатная ул.	Сложный
6	Кузнецовская ул.	Средний
7	Бассейная ул.	Средний
8	Ленинский просп.	Сложный

постановки ноги на педаль тормоза фиксировал секундомером и записывал в сводную таблицу (табл. 3). Были выбраны три объекта для эксперимента:

— пересечение: Московский пр. — Лиговский пр., имеющий сложные дорожно-транспортные условия и максимальную интенсивность движения, три полосы в каждом направлении по Московскому пр.;

— пересечение: Московский пр. — Загородный пр., имеющий средние дорожно-транспортные условия и среднюю интенсивность движения, три полосы в каждом направлении по Московскому пр.;

— пересечение: Московский пр. — наб. реки Фонтанки, имеющий свободные дорожно-транспортные условия и минимальную интенсивность, четыре полосы в каждом направлении по Московскому пр.

Из проведенного эксперимента можно выделить три группы УД по соответствующему времени реакции водителей:

I. Сложные дорожно-транспортные ситуации, время реакции до 0,8 с.

II. Средние дорожно-транспортные ситуации, время реакции 0,8—1 с.

III. Свободные дорожно-транспортные ситуации, время реакции более 1 с.

По наблюдениям за водителями было определено, что в процессе движения по проспекту время, необходимое для оценки выбора скорости и дистанции, составляло около 0,3 с. На изменение пропускной способности дороги при изменяющейся сложности дорожной обстановки, влияет время реакции водителя.

Эксперимент показал, что водитель в сложной дорожной обстановке более сконцентрирован и его время реакции ниже. В свободных дорожных условиях — время реакции увеличивается. Данные изменения влияют на пропускную способность проспекта. Чем меньше время реакции водителя, тем меньше ему требуется дистанция безопасности. Это позволяет увеличить пропускную способность проспекта на сложных участках. В дальнейших исследованиях при планировании и проектировании организации движения, а также разработки мероприятий, связанных с ее оптимизацией, необходимо учитывать коэффициент интенсивности движения и коэффициент пропускной способности в зависимости от времени суток. Эти коэффициенты помогут корректировать параметры инструментов, применяемых для регулирования пропускной способности магистралей.

Совмещение полученных значений времени реакции водителей на трех перекрестках по исполь-

Таблица 3

Время реакции водителей в разных УД

№ водителя	Условия движения		
	Свободные УД	Средние УД	Сложные УД
	Время реакции водителя, с		
1	1,15	1	0,6
2	1,2	1	0,5
3	1,51	1,1	0,8
4	1,14	1	0,7
5	1,27	1	0,8
6	1,4	1	0,8
7	1,2	0,9	0,5
8	1,41	1	0,6
9	1,14	1	0,6
10	1,4	1	0,9
Среднее значение	1,12	0,93	0,68

Таблица 4

Интенсивность движения и пропускная способность

№ п/п	Адрес перекрестка	УД	Интенсивность движения, авт/ч, в обоих направлениях	Расчетная пропускная способность, авт/ч	Реальная пропускная способность, авт/ч	Пропускная способность с учетом вида УД, авт/ч
1	Московский просп. и наб. реки Фонтанки	Свободные	2574	5400	5240	5450
2	Московский просп. и Загородный просп.	Средние	3900	5400	5100	5500
4	Московский просп. и Лиговский просп.	Сложные	5145	7000	6260	7150

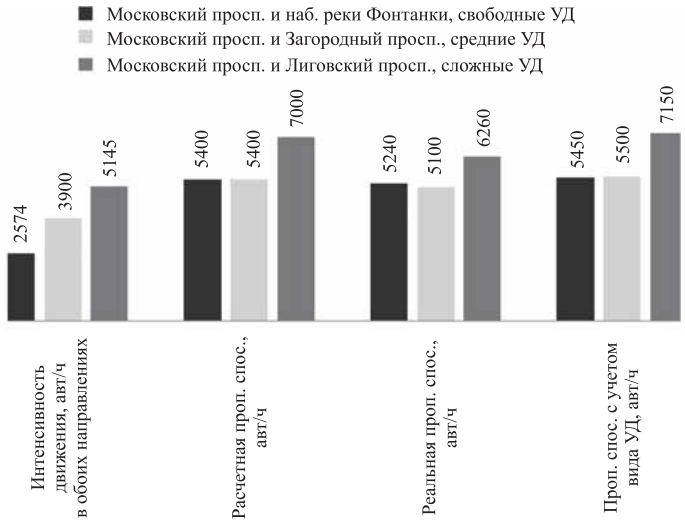


Рис. 4. Пропускная способность перекрестков от вида УД

зованной выше методике расчета пропускной способности, позволило сравнить экспериментальные данные с расчетными [6, 7]. Оптимальная скорость движения и соответствующая ей максимальная пропускная способность на каждом обследованном перекрестке, представлены в табл. 4 и на рис. 4.

Результаты

Проведенное исследование позволяет сделать вывод, что у оптимизации выбора скоростных режимов движения автомобилей по Московскому проспекту и другим главным улицам Санкт-Петербурга имеются неиспользованные резервы. Для повышения интенсивности движения и пропускной способности необходимо использовать инструменты, позволяющие корректировать информацию для водителей в режиме реального времени о параметрах дорожных условий. Особое внимание следует обратить на типаж автомобилей, движущихся в рядах по полосам, и психо-физиологическое состояние водителей, выражающееся во времени реакции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федеральный закон** "О безопасности дорожного движения".
2. **Кременец Ю. А.** Технические средства организации дорожного движения: Учебник для вузов. — М.: Транспорт, 2005. — 279 с.
3. **Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б.** Организация дорожного движения: Учеб. для вузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 2001. — 247 с.
4. **Сильянов В. В.** Транспортно-эксплуатационные качества дорог и городских улиц / В. В. Сильянов, Э. Р. Домке. — М.: Академия, 2007.
5. **Панфилов Д. С.** Оптимизация пропускной способности на перекрестках СПб с применением метода оценки приспособленности системы ОДД к влияющим факторам (изменению интенсивности), статья в журнале Сборник докладов III Научно-практической конференции — НМСУ "Горный". 2015. — 276 с.
6. **ГОСТ Р 52398—2005.** Национальный стандарт Российской Федерации. Классификация автомобильных дорог.
7. **СП42.13330.2011.** Градостроительство.

УДК 629.014.3

Ю. В. Перчаткин, канд. техн. наук, доцент, Орский гуманитарно-технологический институт (филиал) Оренбургского государственного университета, Российская Федерация
E-mail: 3537359014@mail.ru

О КЛАССИФИКАЦИИ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРНОГО ТРАНСПОРТА

Предложена классификация условий эксплуатации тракторного транспорта, в основу которой положена степень влияния дорожно-климатических условий на основные технико-экономические показатели тракторного поезда: полную массу прицепного состава и скорость движения. Выделены четыре категории условий эксплуатации, количественно описываемые характеристиками микропрофиля, коэффициентом сопротивления качению и коэффициентом сцепления с поверхностью движения. Получены эксплуатационные показатели тракторных прицепов для типовых режимов эксплуатации.

Ключевые слова: *прицепы тракторные, дорожные условия, микропрофиль, плавность хода, скорость движения, пробеговые показатели.*

Yu. V. Perchatkin

ON THE CLASSIFICATION OF OPERATING CONDITIONS AGRICULTURAL TRACTOR TRANSPORT

Classification of operating conditions of the tractor transport, based on the degree of influence of the road-climatic conditions on the main technical and economic indicators tractor trains: GVW trailers and speed. Highlighted four categories of operating conditions, quantitatively described by the characteristics of microprofile, coefficient of rolling resistance and coefficient of friction with the surface movement. Received performance tractor trailers for typical operating conditions.

Keywords: *tractor trailers, road conditions, microprofile, smoothness, speed, road indicators.*

Тракторные прицепы используются на перевозках сельскохозяйственных, строительных и других видов грузов во всех регионах страны, отличающихся большим разнообразием дорожно-климатических условий. Прицепы эксплуатируются как в качестве специализированных транспортных средств, так и в качестве универсальных транспортных средств, на внутрихозяйственных перевозках и на перевозках по дорогам общей сети. При этом для перевозимых грузов характерна обширная номенклатура, неоднородность физико-механических свойств, односторонность перевозок, а также сезонность и неравномерность использования транспорта. Для изучения и оценки влияния условий эксплуатации на технико-эксплуатационные свойства тракторных прицепов весь диапазон дорожно-климатических условий целесообразно представить в виде ряда типовых эксплуатационных режимов.

Для автомобильного транспорта в основу классификации условий эксплуатации положены дорожное покрытие и тип рельефа местности [1]. Для тракторного прицепного состава на сегодняшний день единого мнения по вопросу классификации условий эксплуатации нет.

В работе [2] полевые и дорожные условия, характерные для эксплуатации тракторных прицепов, условно подразделены на четыре категории: легкие, средние, тяжелые и особо тяжелые. Однако выделенная категория особо тяжелых условий, в которых требуется применение специальных полноприводных

колесных или гусеничных транспортных средств (рисовые чеки, заболоченная местность, снежная целина), не является областью массового использования данного вида транспорта.

В зависимости от покрытия и его состояния дороги разделяются на три группы [3]: дороги с усовершенствованным твердым покрытием и грунтовые в хорошем состоянии (1 группа), дороги с усовершенствованным твердым покрытием и грунтовые разбитые, полевые дороги (2 группа) и дороги гребнистые, сильно разбитые, с глубокой колеей (3 группа). Для зимних условий снежные укатанные дороги в хорошем состоянии относят к группе 1, заснеженные и гребнистые — ко 2 группе, а снежную целину — к 3 группе.

Внутрихозяйственные автомобильные дороги на сельскохозяйственных предприятиях и в организациях подразделяются также на три категории [4] в зависимости от их назначения и расчетного объема перевозок.

Отметим, что ни один из рассмотренных вариантов классификации не содержит количественных характеристик, описывающих состояние дорожной поверхности, что затрудняет их объективное применение при решении поставленной задачи.

Классификация дорожных условий по характеристикам микрорельефа имеет в настоящее время наибольшее распространение при описании условий движения транспортных средств. В частности, дороги, характерные для эксплуатации сельскохозяйственного транспорта, по величине среднеквадратичного отклонения микропрофиля разбиты на три класса [5]. При этом, однако, не учитываются физико-механические свойства дорожной поверхности, в том числе условия сцепления с ней движителей транспортных средств [6, 7].

Нами предлагается в основу классификации условий эксплуатации сельскохозяйственного транспорта положить степень влияния дорожных условий на его эксплуатационные технико-экономические показатели.

В настоящее время основными критериями технико-экономической оценки транспортных агрегатов считаются их производительность, а также величины приведенных и трудовых затрат на единицу работы [3, 7, 8]. Используются также комплексные критерии, обеспечивающие учет большого числа действующих факторов [9]. Для конкретного тракторного поезда технико-экономические показатели определяются главным образом массой перевозимого груза и скоростью движения. Каждая из этих величин, в свою очередь, ограничивается дорожными условиями. Масса перевозимого груза (или более удобная для анализа величина полной массы прицепного состава m_n) ограничивается условиями взаимодействия движителей с поверхностью движения, а скорость движения V — в основном плавностью хода, в формировании характеристик которой основная роль принадлежит микропрофилю поверхности движения. Предлагаемая классификация условий эксплуатации производится по типу ограничений, накладываемых дорожными условиями на величину m_n и V.

Таблица 1

Классификация условий эксплуатации по типу ограничений на эксплуатационные показатели

Категория условий эксплуатации	Диапазон значений эксплуатационных параметров	
	полная масса прицепного состава	скорость движения
I	$m_n = m_{n\,\max}$	$V = V_{\max}$
II	$m_n = m_{n\,\max}$	$V < V_{\max}$
III	$m_{n\,\text{пред}} < m_n < m_{n\,\max}$	$V < V_{\max}$
IV	$m_n \leqslant m_{n\,\text{пред}}$	$V \leqslant V_{\max}$

Весь диапазон дорожных условий, в которых эксплуатируются тракторные поезда, предлагается разделить на четыре категории (табл. 1).

К первой категории отнесем дорожные условия, в которых возможно буксирование прицепного состава с максимально разрешенной полной массой $m_{n\,\max}$ (в пределах действующих нормативных ограничений на полную массу прицепов и тракторного поезда в целом), с максимально возможной для данного тягача скоростью $V_{\max}$. Ко второй категории отнесем дорожные условия, позволяющие буксировать прицепной состав максимальной разрешенной полной массой $m_{n\,\max}$ со скоростью, ограниченной по условиям плавности хода. К третьей категории отнесены дорожные условия, в которых, вследствие повышенного сопротивления движению, возможно буксирование прицепного состава ограниченной полной массы $m_{n\,\text{пред}}$. Четвертая категория включает дорожные условия, в которых действует ограничение полной массы прицепного состава m_n по условиям сцепления. Сюда же отнесены участки дорог, движение по которым затруднено вследствие их большой изношенности, а также труднопроходимые участки бездорожья.

Конкретизация предложенной классификации условий эксплуатации производится в соответствии

с физической природой факторов, определяющих эксплуатационные показатели тракторных поездов, а также результатами исследования их количественного влияния на эксплуатационные показатели тракторного транспорта.

Объектами классификации являются виды дорожных условий. В соответствии с нормативными документами [1, 4], а также исходя из практики эксплуатации, выделено восемь типов дорожных покрытий: $Д_1$ — асфальто- и цементобетон; $Д_2$ — булыжные, гравийные и щебеночные укатанные дороги; $Д_3$ — грунтовые профилированные; $Д_4$ — снежные укатанные; $Д_5$ — естественные грунтовые дороги; $Д_6$ — полевые дороги в пределах поля, культурных пастбищ; $Д_7$ — песчаные, пашня; $Д_8$ — снежная целина.

Кроме того, выделено пять возможных состояний покрытия: $С_1$ — дороги в хорошем состоянии; $С_2$ — дороги в удовлетворительном состоянии; $С_3$ — дороги разбитые; $С_4$ — дороги замершие; $С_5$ — дороги размокшие.

Каждый вид дорожных условий характеризуется среднеквадратическим отклонением микропрофиля, коэффициентом сопротивления движению и коэффициентом сцепления с поверхностью движения (табл. 2).

К I категории условий эксплуатации тракторных прицепов относится эксплуатация их по дорогам с усовершенствованным покрытием, находящимся в хорошем состоянии; ко II категории — по дорогам с усовершенствованным покрытием, грунтовым профилированным и естественным в удовлетворительном состоянии, а также укатанным снежным и полевым в хорошем состоянии; к III категории — по дорогам с усовершенствованным покрытием, находящимся в разбитом состоянии, а также укатанным снежным, естественным грунтовым и полевым в удовлетворительном состоянии; к IV категории — по грунтовым дорогам, полевым, находящимся в разбитом состоянии или размокшим, песчаным, пашне, а также разбитым снежным и снежной целине (рис. 1).

В соответствии с разработанной классификацией произведен анализ условий эксплуатации тракторных прицепов. Анализировались пробеговые и скоростные показатели на основе информации, полученной от специализированных сельскохозяйственных предприятий, а также по результатам предпринятого обследования в условиях рядовой эксплуатации, охватывающего весь цикл сезонных и межсезонных работ. За это время получена инфор-

Таблица 2

Классификация условий эксплуатации тракторных прицепов

Категория условий эксплуатации	Условия движения	Параметры, характеризующие условия движения		
		среднеквадратичное отклонение микропрофиля, см	коэффициент сопротивления движению	коэффициент сцепления с поверхностью движения
I	$Д_1$—$С_1$	До 1,00	0,015—0,025	0,7—0,8
	$Д_2$—$С_2$	До 1,25	0,03—0,04	0,5—0,6
II	$Д_1$—$С_1$	1,00—1,25	0,015—0,025	0,7—0,8
	$Д_3$—$С_1$, $С_2$; $Д_5$; $Д_6$—$С_1$	1,25—2,5	0,03—0,045	0,5—0,6
	$Д_4$—$С_1$	До 2,5	0,03—0,05	0,3—0,5
III	$Д_1$—$С_3$	Свыше 1,25	0,015—0,025	0,7—0,8
	$Д_2$—$С_3$; $Д_5$; $Д_6$—$С_2$	2,5—3,5	0,03—0,045	0,5—0,6
	$Д_4$—$С_2$	2,5—4,0	0,03—0,05	0,3—0,5
IV	$Д_3$, $Д_5$, $Д_6$—$С_3$	Свыше 3,5	0,03—0,05	0,5—0,6
	$Д_7$—$С_3$	—	0,16—0,22	0,5—0,6
	$Д_4$—$С_3$; $Д_7$—$С_4$	Свыше 4,0	0,03—0,10	0,3—0,5
	$Д_3$, $Д_5$, $Д_6$, $Д_7$—$С_5$; $Д_8$—$С_4$	—	0,10—0,25	0,2—0,4

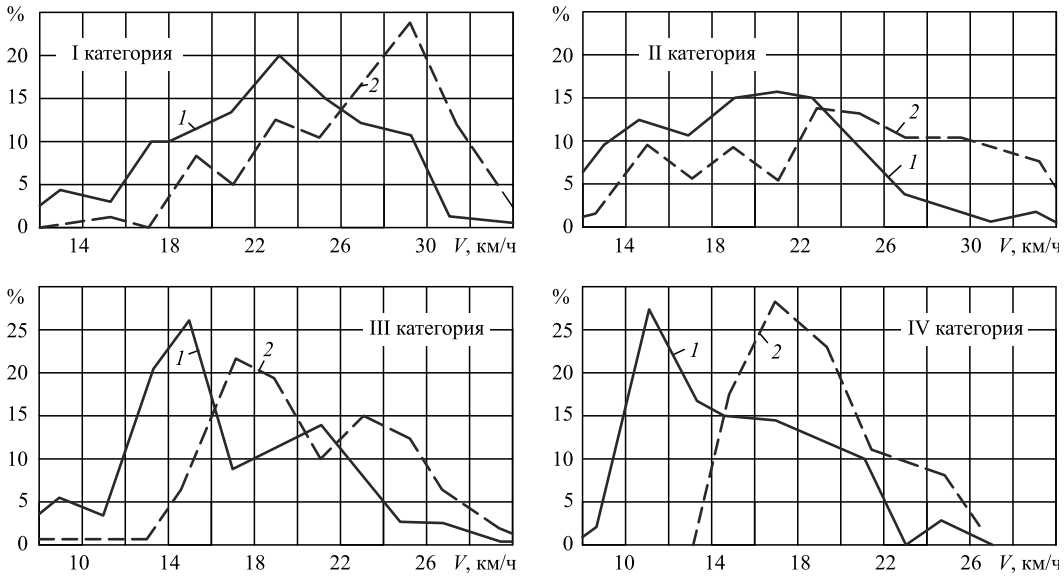


Рис. 1. Распределение эксплуатационных скоростей тракторных поездов по дорогам I—IV категорий:
1 — груженый прицеп; *2* — порожний прицеп

мация по тракторным поездам с прицепами грузоподъемностью 12 т в количестве 205 шт. и с полуприцепами грузоподъемностью 9 т в количестве 296 шт.

К пробеговым показателям тракторных поездов относятся средняя длина (плечо) перевозок и коэффициент использования пробега. Сюда же отнесем и распределение пробега по типам дорог. Общий пробег тракторного поезда состоит из пробега с грузом, который является производительным, и пробега без груза (непроизводительного). Среднее плечо перевозок определяется делением груженого пробега на число рейсов, а коэффициент использования пробега — отношением груженого пробега к общему пробегу.

По результатам обработки, долевой пробег тракторных поездов с указанными прицепами и полуприцепами в условиях рядовой эксплуатации составил соответственно 31,7 и 27,7 % для I категории дорог; 24,3 и 27,0 % для II категории дорог; 29,9 и 30,6 % для III категории дорог; 14,1 и 14,7 % для IV категории дорог. С учетом информации, полученной от специализированных сельскохозяйственных организаций, доли прицепов в них от общего парка и с учетом программы выпуска прицепов заводами отрасли долевой пробег данных тракторных прицепов в целом составляет соответственно по категориям дорог 25 %, 29 %, 33 % и 13 %.

Для оценки среднего плеча перевозок использовались данные сельскохозяйственных предприятий. Эти данные включают в себя сведения не только по внутрихозяйственным, но и по межхозяйственным перевозкам. Исходя из полученной информации, среднее плечо перевозок для прицепов составляет: для I категории дорог — 36,5 км; для II категории дорог — 10,5 км; для III категории дорог — 6,5 км и для IV категории дорог — 3,0 км.

Коэффициент использования пробега для тракторных прицепов составляет 0,51.

По результатам наблюдений за 192 тракторными поездами в составе трактора К-701 и полуприцепа грузоподъемностью 9 т получены распределения эксплуатационных скоростей тракторных поездов при работе их в условиях рядовой эксплуатации. Наиболее вероятными значениями эксплуатационной скорости тракторного поезда являются (соответственно с груженым и порожним прицепом): 23 и 29 км/ч для I категории дорог, 21 и 23 км/ч для II категории дорог; 15 и 17 км/ч для III категории дорог; 9 и 15 км/ч для IV категории дорог (см. рис. 1).

Получены также распределения коэффициента использования грузоподъемности в условиях рядовой эксплуатации (рис. 2). Данные распределения хорошо описываются нормальным законом с параметрами: m_j = 8,73 т, σ_j = 2,38 т для тракторных поездов с полуприцепами грузоподъемностью 9 т и m_j = 9,62 т, σ_j = 2,81 т — с прицепами грузоподъемностью 12 т (где m_j и σ_j — соответственно математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение коэффициента использования грузоподъемности j).

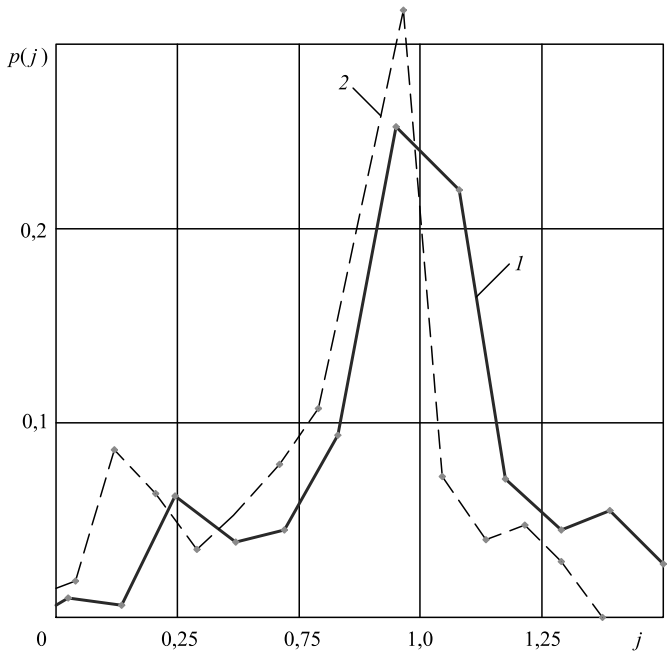


Рис. 2. Распределение коэффициента использования грузоподъемности:

1 — для полуприцепов грузоподъемностью 9 т; *2* — для прицепов грузоподъемностью 12 т

Таким образом, для полуприцепа грузоподъемностью 9 т математическое ожидание эксплуатационной загрузки наиболее близко к ее номинальному значению.

Выводы

1. Предложена классификация условий эксплуатации тракторного транспорта. В основу классификации положена степень влияния дорожно-климатических условий на ограничения, которые они накладывают на основные технико-экономические показатели тракторного поезда: полную массу буксируемого прицепного состава и скорость движения.

2. Выделены четыре категории условий эксплуатации тракторного транспорта, количественно описываемые среднеквадратическим отклонением микропрофиля поверхности движения, коэффициентом сопротивления качению и коэффициентом сцепления с поверхностью движения.

3. По результатам обследования работы тракторного транспорта получены эксплуатационные показатели тракторных прицепов: долевой пробег, плечо перевозок и распределение скоростей движения тракторного поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Положение** о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / Министерство автомобильного транспорта РСФСР. — М.: Транспорт, 1986. — 72 с.
2. **Миркитанов В. И., Андреев В. А.** Эксплуатация и ремонт тракторных прицепов. — М.: Агропромиздат, 1985. — 224 с.
3. **Миронюк С. К.** Использование транспорта в сельском хозяйстве. — М.: Колос, 1982. — 287 с.
4. **СНиП 2.05.11—83.** Внутрихозяйственные автомобильные дороги в колхозах, совхозах и других сельскохозяйственных предприятиях и организациях / Госстрой СССР. — М.: Стройиздат, 1984. — 23 с.
5. **Силаев А. А.** Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
6. **Миркитанов В. И., Перчаткин Ю. В.** Выбор параметров агрегатирования большегрузных тракторных поездов. — В сб.: Разработка и использование средств электромеханизации в животноводстве. — Зерноград. — ВНИПТИМЭСХ, 1987. — С. 153—162.
7. **Шалягин В. Н.** Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости. — М.: Агропромиздат, 1986. — 254 с.
8. **Тракторные поезда** / П. Л. Артемьев, Ю. Е. Атаманов, Н. В. Богдан и др.; Под ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1982. — 183 с.
9. **Яцкевич В. В.** Методика разработки комплексных критериев и оценка по ним мобильных технологических машин // Тракторы и сельхозмашины. — 1986. — № 4. — С. 9—12.

УДК 629.113

В. М. Терских, e-mail: terskich_vm@mail.ru, **В. Н. Катаргин,** канд. техн. наук, профессор, e-mail: katargin@gmail.com, **А. А. Пьяных,** канд. техн. наук, **Н. Т. Писаренко,** студент,
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Сибирский федеральный университет", г. Красноярск

АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

В статье представлен анализ двух стратегий управления складом запасных частей официального дилера "КАМАЗа" г. Красноярска. Эффективность и оптимальность управления запасами компании оценивается путем сравнения моделируемого и фактического технологических процессов по ряду факторов: уровень дефицита, оборачиваемость, средняя стоимость вложенных средств. Теоретический процесс функционирования склада основан на методе имитационного моделирования, где входящий поток требований на автомобильные детали и компоненты, используя статистику предшествующих трех лет наблюдений, определяется как функция смеси вероятностных распределений, а именно поступление покупателей и размер требований образуют составной Пуассоновский процесс.

Ключевые слова: *техническая эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, автомобильные запасные части, автомобильный сервис, управление запасами.*

V. M. Terskikh, V. N. Katargin, A. A. Pyanykh, N. T. Pisarenko

AUTOMATION OF TECHNOLOGICAL PROCESS TIMELY PROVISION OF SPARE PARTS AT THE MOTOR COMPANY

The article presents the analysis of two management strategies a warehouse for spare parts official dealer of "KAMAZ" in the city of Krasnoyarsk. The efficiency and optimality of inventory management of the company is estimated by comparing simulated and actual technological processes on a number of factors: the level of deficit, turnover, the average cost of the invested funds. The theoretical operation of the warehouse based on the method of simulation, where the incoming stream of requirements on automotive parts and components, using the statistics of the previous three years of observations, is determined as a function of the mixture of probability distributions, namely, the supply of buyers and the size of demands form a compound Poisson process.

Keywords: *technical operation of transport and technological machines and complexes, automobile spare parts, automobile service, inventory management.*

Постановка задачи

В общем виде типовой технологический процесс управления складом автотранспортного предприятия представлен на рис. 1. Большинство процедур в нем строго формализованы и легко могут быть автоматизированы. Проблемной является процедура пополнения запасов, а именно момент подачи заказа и его содержание.

В отечественной и зарубежной литературе значительное внимание уделено поиску сбалансированных решений по управлению запасами. Рассмотрением вопросов совершенствования различных сторон управления складскими запасами, занималось большое число отечественных и зарубежных ученых и специалистов-практиков. Среди представителей отечественной школы видное место занимают труды Радионова Р. А., Аникина Б. А., Сергеева В. И., Ми-

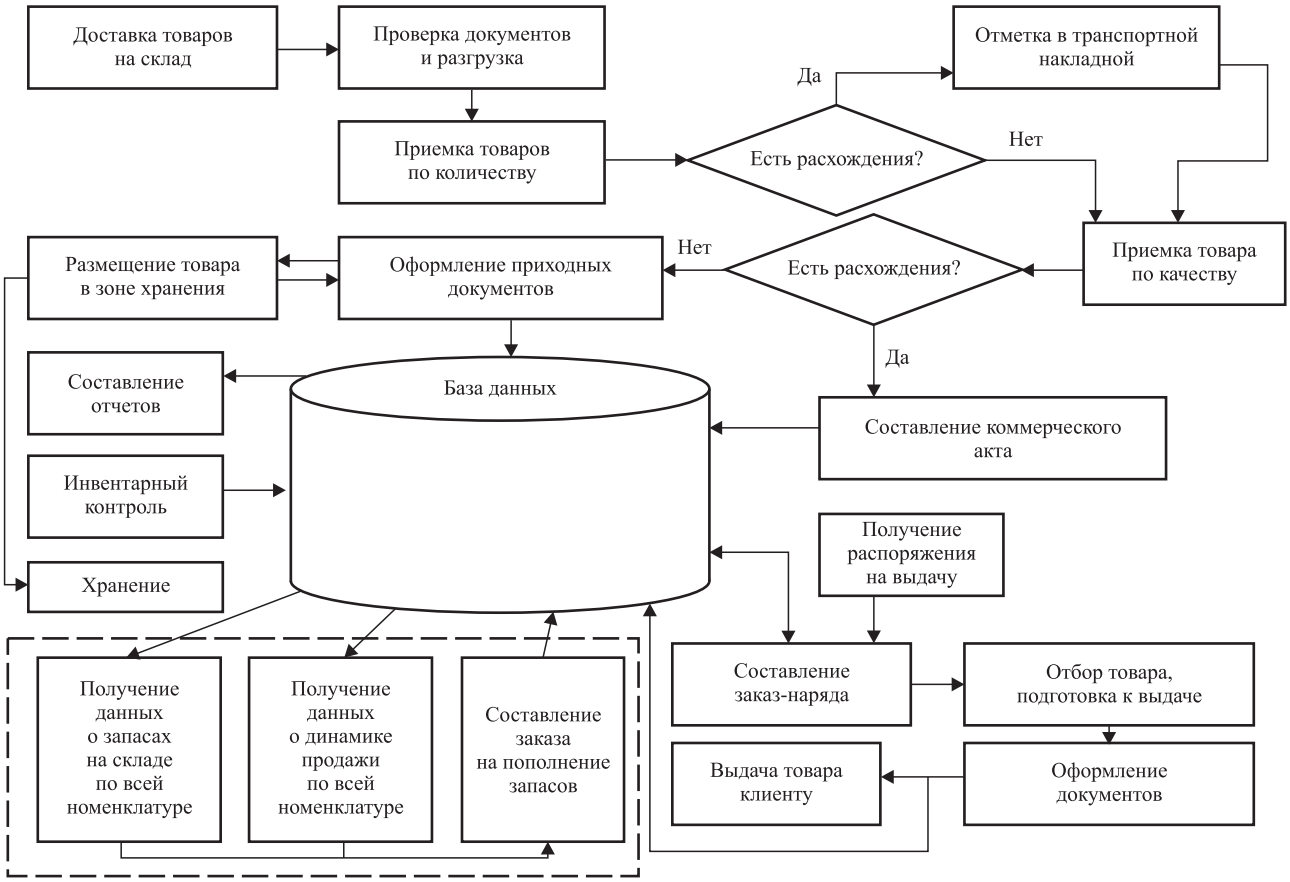


Рис. 1. Технологический процесс управления складом

ротина Л. Б., Волгина В. В., Гаджинского А. М., Билибиной Н. Ф., Инютиной К. В., Лукинского В. С., Сергеева В. И., Уварова С. А., Шейнина А. М., Щетины В. А. и др.

За рубежом проблемами производственных запасов и сопутствующими вопросами занимались Кристофер М., Линдере М., Фирон Х., Боутеллир Р. В создание математического аппарата управления запасами большой вклад внесли такие ученые, как Кремер Н. Ш., Эддоус М., Стэнсфилд Р., Рыжиков Ю. И. и др.

Данными авторами предложен ряд методик и моделей [1, 5, 8], описывающих управление отдельными сторонами системы запасов. Однако на практике на предприятиях автомобильного транспорта Сибирского федерального округа зачастую встречается только один метод — эмпирический. Основные причины, не позволившие до сих пор формализовать процесс управления складом автомобильных запасных частей, представлены на рис. 2.

Потери от ошибок в управлении запасами можно условно разделить на три группы:

1. Потери от упущенных продаж по причине низкого уровня обслуживания (доступности деталей на складе).

2. Потери от завышения складского запаса — замороженные оборотные средства, вложенных в запасные части.

3. Потери от ошибок в номенклатуре хранимых запасов — неликвиды.

Целью представленного в статье исследования является сравнительный анализ реального функционирования склада с теоретическим, на основе предлагаемой авторами системы управления запасами.

Методика решения

Одним из лучших вариантов доработки основных моделей управления запасами является модель "минимума-максимума", поэтому ее взяли за основу для исследования. В модели "минимума-максимума" заказы производятся в те заданные моменты, когда запас оказался меньшим или равным установленному минимальному уровню запаса. В случае выдачи заказа, его размер определяется экспертно, чтобы

Рис. 2. Факторы, влияющие на низкую эффективность управления складом

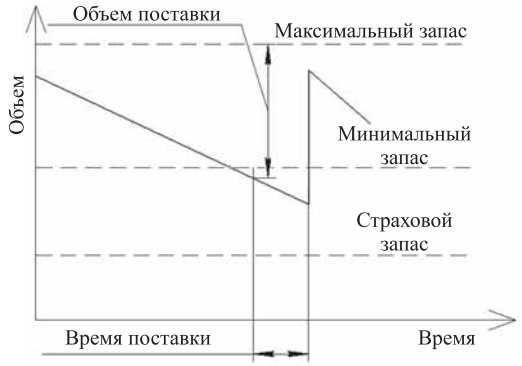


Рис. 3. Иллюстрация движения запасов модели "минимум-максимум"

поставка пополнила запас до максимального желательного уровня (рис. 3). Таким образом, данная модель работает с двумя уровнями запаса — минимальным и максимальным, поэтому получила такое название.

Задача по управлению запасами автомобильных запасных частей и материалов на складе является многокритериальной. Критериями оценки эффективности работы склада могут служить оборачиваемость запасов, уровень обслуживания, средний складской запас, уровень дефицита [2, 4, 6]. Для решения поставленной задачи использовался метод имитационного моделирования, реализованный в виде программы для ЭВМ.

Набор исходных данных для моделирования представляет статистику движения каждой позиции запасов на складе (рис. 4), их закупочной стоимости, отпускной цены, затрат на хранение и т. д. Выходные данные — количественные оценки параметров эффективности управления складом [3]. В исполь-

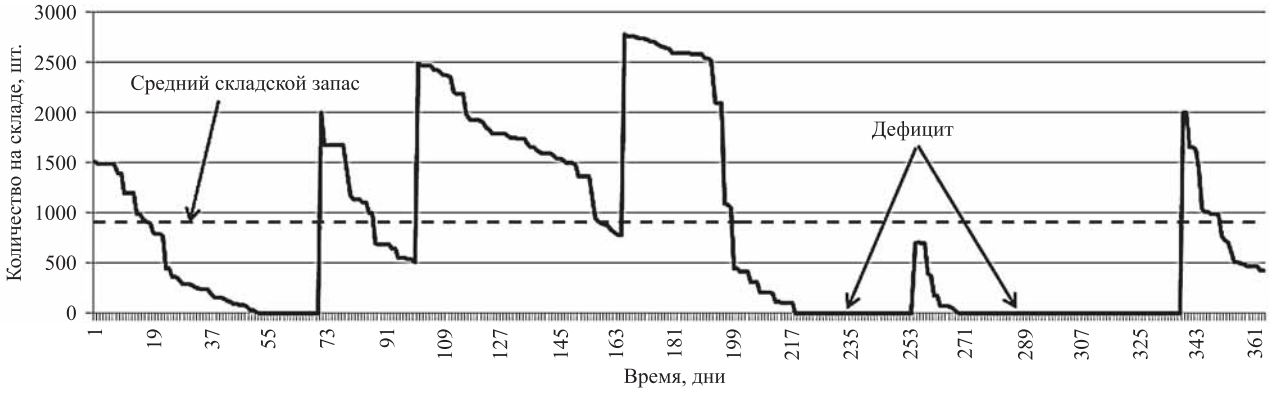


Рис. 4. Общий вид движения деталей на складе

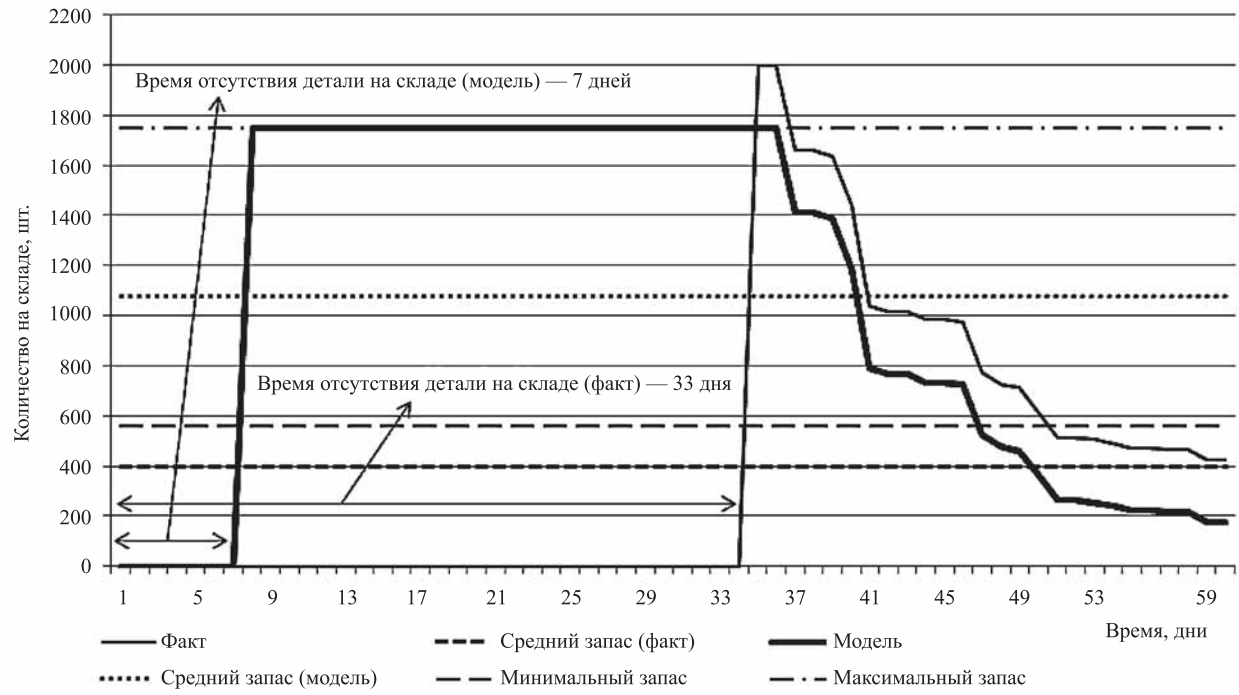


Рис. 5. Фактическое и смоделированное движение детали "шайба медная d10"

зуемой модели определяемая потребность в автомобильных запасных частях представлена как функция смеси вероятностных распределений (поступление покупателей и размер требований образуют составной Пуассоновский процесс) [7].

Сравнивать моделируемый и фактический процессы функционирования склада предлагается по оценке экономического эффекта из двух составляющих:

1) эффект от снижения дефицита $Э_1$ (упущенные продажи) — показан на рис. 5;

2) эффект от снижения избытка на складе $Э_2$ (заморозка денежных средств) — показан на рис. 6.

Для сравнительного анализа использовались данные по 400 наименований запасных частей, относящимся к группе А по АВС-анализу (составляющие примерно 80 % всей стоимости склада). В процессе

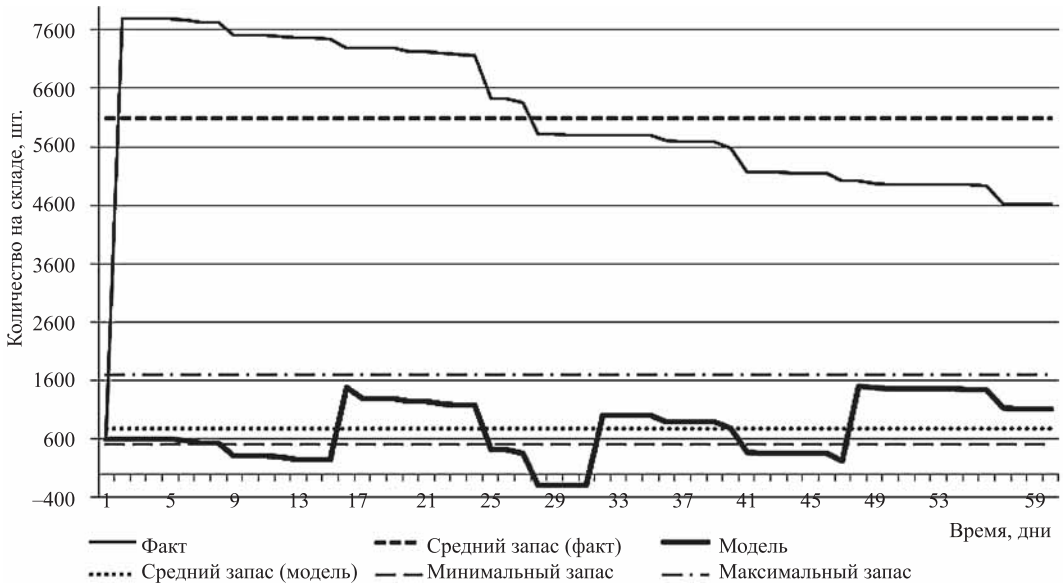


Рис. 6. Движение "лампа габаритная А-24-5-1 (540 шт. в уп.)" на складе

Таблица 1

Оценка экономического эффекта от снижения дефицита на складе

№	Наименование деталей	ДФ	ДМ	П	С	К	$Э_Д$	$К_Д$
1	Шайба d10 медная	34	7	54	4	0,35	2041	4,86
2	Прокладка коллектора (домик)	16	8	33	17	0,35	1570	2
3	Гайка М12	34	10	21	8	0,35	1387	3,4
4	Кольцо фторопластовое	35	8	17	39	0,35	6267	4,37
5	Толкатель клапана Cummins 6ISBE	6	2	16	287	0,35	6651	3
6	Гайка колесная 4308	8	2	16	233	0,35	8049	4
7	Кольцо втулки	12	5	14	5	0,35	183	2,4
8	Прокладка головки блока ЕВРО	13	5	14	275	0,35	11 393	2,6
9	Гравер d12	11	1	13	2	0,35	94	11
...								
400	Гайка М16	34	5	5	9	0,35	457	6,8
Среднее значение		20	7,1					3,7

моделирования движения каждой детали на складе значения минимального и максимального складского запаса определялись на каждый последующий день работы склада на основании статистики предшествующих 364 дней.

Экономический эффект от снижения дефицита по каждой детали, руб.:

$$Э_Д = (ДФ - ДМ)П_{СР}СК, \quad (1)$$

где ДФ — дефицит фактический, дни; ДМ — дефицит смоделированный; $П_{СР}$ — средние продажи детали в день, шт.; С — закупочная стоимость детали, руб.; К — доля чистой прибыли дилера с продажи детали, %.

Из рис. 5 видно, что за два месяца работы склада дефицит фактический составил 34 дня, а дефицит смоделированный — 7 дней.

$$Э_Д = (34 - 7) \cdot 54 \cdot 4 \cdot 0{,}35 = 2041.$$

По причине дефицита только одной данной детали предприятие за два месяца потеряло на 2054 руб. больше, чем могло бы, используя методику авторов.

Данные по некоторым деталям представлены в табл. 1 и на рис. 7.

Экономический эффект за год от снижения дефицита для всех деталей склада группы А по АВС-классификации:

$$Э_1 = (ДФ_{сп} - ДМ_{ср})ПК_{ср} \cdot 6, \quad (2)$$

где $ДФ_{ср}$ — средний фактический дефицит за 2 мес. работы склада, дни; $ДМ_{ср}$ — средний смоделированный дефицит за 2 мес. работы склада, дни; П — объем продаж в год, млн руб.; $К_{ср}$ — средняя доля чистой прибыли дилера с продажи запасных частей, %.

Общие продажи деталей группы А за год составляют 204 млн руб., тогда:

$$Э_1 = (20 - 7{,}1)\frac{204}{365} \cdot 6 \cdot 0{,}25 = 10{,}815.$$

Уровень обслуживания найдем по формуле, %:

$$УО = 100 - ДФ_{ср}\frac{6}{365}. \quad (3)$$

Фактический и смоделированный уровень обслуживания соответственно равны:

$$УО_Ф = 100 - 20\frac{6}{365} = 67{,}2;$$

$$УО_М = 100 - 7{,}1\frac{6}{365} = 88{,}4.$$

На рис. 7 показаны значения среднего фактического запаса и среднего моделированного запаса.

Экономический эффект от снижения избытка запасов для каждой детали, руб.:

$$Э_И = (N_Ф - N_М)Ц, \quad (4)$$

где $N_Ф$ — средний фактический запас, шт.; $N_М$ — средний смоделированный запас, шт.; Ц — закупочная стоимость детали, руб.

На примере детали "Лампа габаритная А-24-5-1", руб.:

$$Э_И = (6000 - 847) \cdot 8 = 41\,224.$$

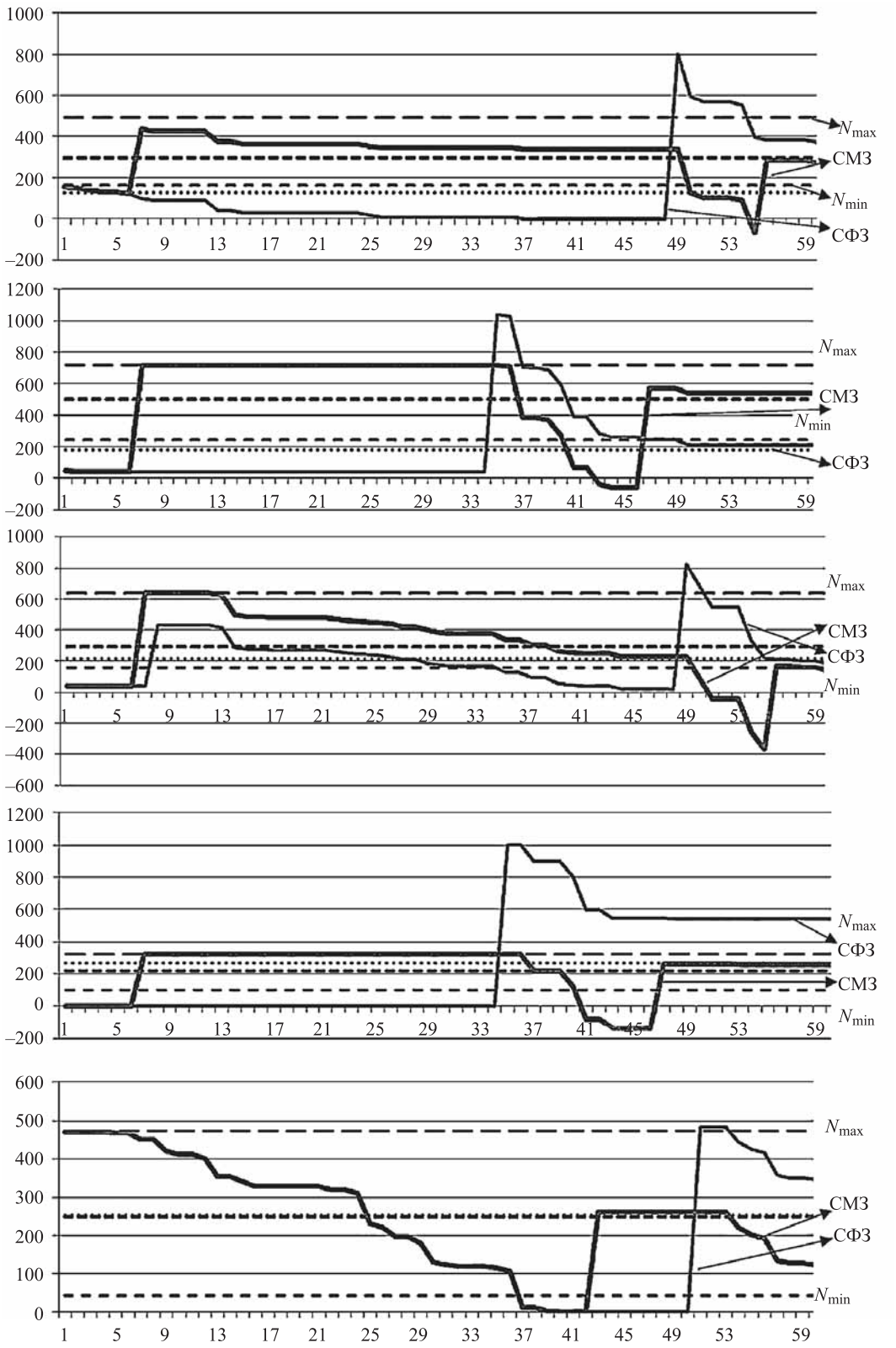


Рис. 7. Фактическое и смоделированное движение деталей

Таблица 2

Оценка экономического эффекта от снижения избытка запасов

№	Наименование	$N_Ф$	$N_М$	Ц	$Э_И$	$К_И$
1	Лампа габаритная А-24-5-1 (540 шт в уп.)	6000	847	8	41 224	7,08
2	Лампа поворотная А24-21-3	7466	788	7	46 746	9,47
3	Фильтр топливный "Энгельс"	1577	1382	50	9750	1,14
4	Прокладка коллектора выпускных газов	1594	903	48	33 168	1,77
5	Шайба d14 медная	2099	783	4	5264	2,68
6	Болт карданный малый М14×1,5×40	1122	912	36	7560	1,23
7	Гайка колесная усиленная	854	341	18	9234	2,50
8	Прокладка крышки клапанов	659	285	13	4862	2,31
9	Кольцо форсунки	954	256	3	2094	3,73
10	Болт карданный большой М16×1,5×42	1508	276	38	46 816	5,46
11	Шпилька колесная М18×1,5×25×40	603	294	32	9888	2,05
12	Прокладка крышки клапанов	659	285	13	4862	2,31
13	Фильтр воздушный ЕВРО	223	225	557	–1114	0,99
14	Фильтр масляный "Энгельс"	1254	302	84	79 968	4,15
15	Гайка колесная ЕВРО	577	483	55	5170	1,19
...						
400	Втулка (грибок) фтор-силикон	1092	255	13	10 881	4,28
Среднее значение						2,84

Избыток запасов на складе только одной позиции "Лампа габаритная А-24-5-1" приводит к лишним вложениям около 41 тыс. руб.

Данные по некоторым деталям представлены в табл. 2 и на рис. 8.

Экономический эффект за год от снижения избытка запасов для всех деталей склада группы А по АВС-классификации, руб.:

$$Э_2\,(V_Ф - V_М)С, \qquad (5)$$

где $V_Ф$ — фактическая средняя стоимость запасных частей группы А, руб.; $V_М$ — смоделированная средняя стоимость запасных частей группы А, руб.; С — процентная ставка Сбербанка (11,4 %).

Средняя стоимость склада в денежном эквиваленте равна 104 млн руб. На товары группы А приходится около 80 % всего склада, то есть примерно 83 млн руб. Вводим коэффициент избытка $К_И$, показывающий во сколько раз фактический запас превышает смоделированный.

$$V_м = \frac{V_Ф}{К_И}, \qquad (6)$$

$$V_М = \frac{83\,000\,000}{2,84} = 29\,000\,000,$$

$$Э_2 = (83\,000\,000 - 29\,000\,000) \cdot 0,114 = 6\,158\,000.$$

Таким образом, за год от избытков хранимых запасов предприятие несет потери в размере 6158 тыс. руб.

Фактическая оборачиваемость склада предприятия $О_Ф$ = 2,46 раза в год, или 148 дней.

Оборачиваемость склада для моделируемого процесса составит:

$$О_М = \frac{П + Э_1}{V_М}; \qquad (7)$$

$$О_М = \frac{204 + 11}{29} = 7,4.$$

Сравнительный анализ фактического и смоделированного процесса показал преимущество использования методики, разработанной авторами, а именно экономический эффект, млн руб.:

$$ЭЭВ = Э_1 + Э_2; \qquad (8)$$

$$ЭЭВ = 10,815 + 6,158 = 16,973.$$

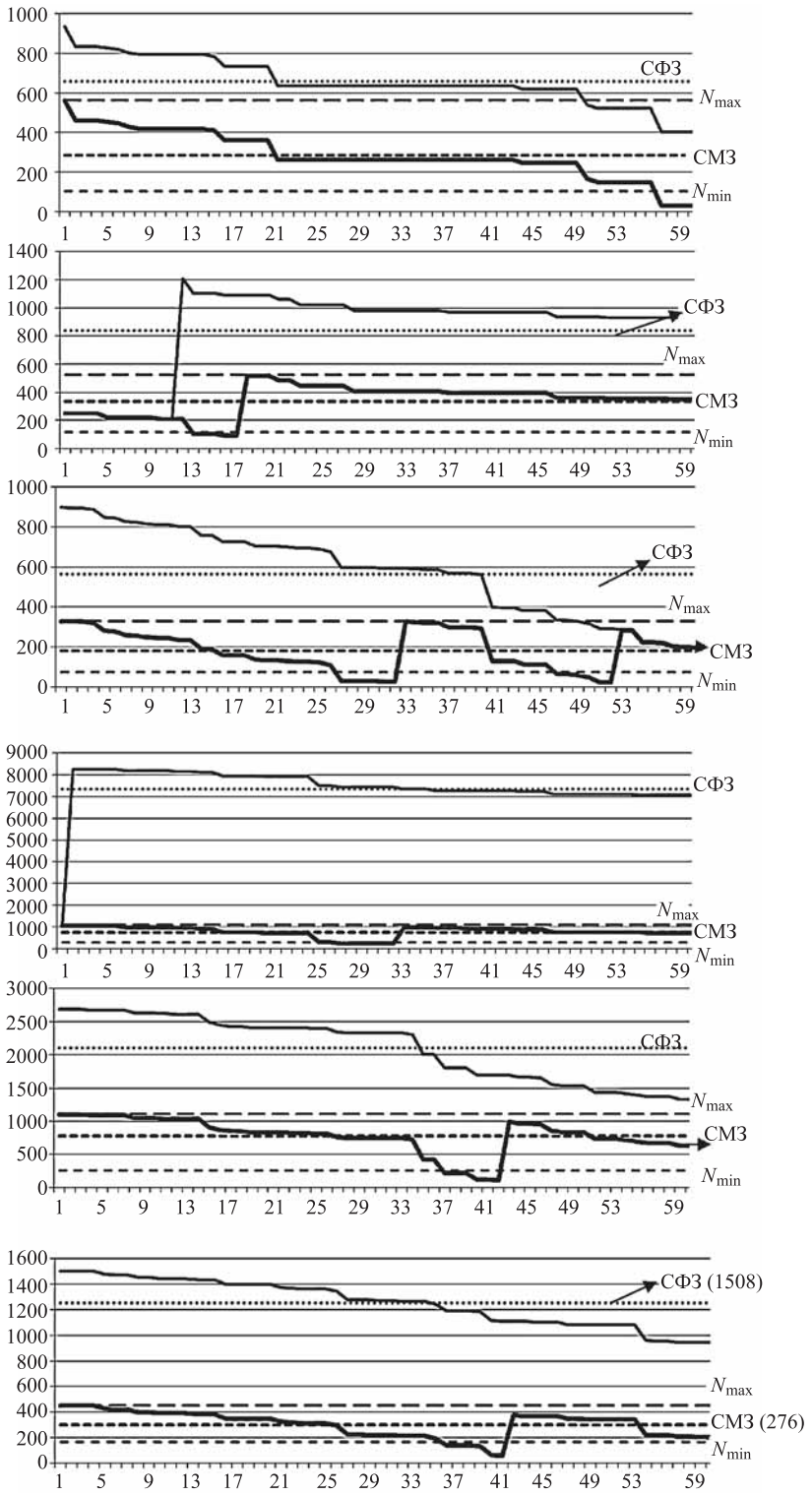


Рис. 8. Фактическое и смоделированное движение деталей

Вывод

Таким образом, с помощью предлагаемой методики можно повысить оборачиваемость запасов группы А с 4,46 до 7,4 раз в год; снизить дефицит с 33 до 12 %; уменьшить запасы в 2,84 раза. Что позволит, согласно приблизительным расчетам, получить экономический эффект в размере 16,973 млн руб. в год (или 16 % оборотных средств).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гаджинский А. М.** Современный склад. Организация. Технологии, управление и логистика: учеб.-практическое пособие / А. М. Гаджинский. — М.: ТК Велби, Изд-во Проспект, 2005. — 176 с.
2. **Катаргин В. Н., Терских В. М.** Technique of creating an automatic control system to control stocks at the official automobile dealers' enterprises / International Automotive Conference. KONMOT 2012. Design and exploitation of automobiles — safety and environment protection. Cracow University of Technology, 27—28 september 2012. Cracow.
3. **Катаргин В. Н., Терских В. М.** Technique of Creating an Automatic Control System to Control Stocks at the Official Automobile Dealers Enterprises / The proceedings of the 17th International Conference Transport Means 2013 contain selected papers from 6 sections: Automotive Transport, Aviation, Defense Technologies, Intellectualized Transport Systems, Railway Transport, Waterborne Transport. October 24—25, 2013 Kaunas University of Technology, Lithuani. P. 317—321.
4. **Катаргин В. Н., Терских В. М.** Оптимизация процессов управления складом автомобильных запасных частей / Международный научно-технический журнал перечня ВАК РФ "Транспорт на альтернативном топливе", 2014, № 3.
5. **Рыжиков Ю. И.** Теория очередей и управление запасами / Ю. И. Рыжиков. — СПб.: Питер, 2001. — 384 с.
6. **Терских В. М., Катаргин В. Н.** Интеллектуальная технология управления складом запасных частей грузовых автомобилей / Грузовик, 2013, № 8.
7. **Терских В. М., Катаргин В. Н.** Оценка спроса на автомобильные запасные части на основе модели смеси вероятностных распределений / Журнал перечня ВАК РФ "Вестник Иркутского государственного технического университета", 2014, № 4. С. 110—114.
8. **Шрайбфедер Дж.** Эффективное управление запасами / Джон Шрайбфедер; Пер. с англ. — 2-е изд. — М.: Альпина Бизнес Букс, 2006. — 304 с.

УДК 656.13

А. Ю. Громов, Национальный минерально-сырьевой университет "Горный", Санкт-Петербург
E-mail: grom1963@bk.ru

УЧАСТКИ КОНЦЕНТРАЦИИ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ НА КОЛЬЦЕВОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ДОРОГЕ (КАД-СПБ)

Проведен анализ дорожно-транспортных происшествий на КАД-СПб за время ее эксплуатации. Определены места концентрации ДТП, виды и причины их возникновения. Разработаны рекомендации для повышения безопасности движения на КАД-СПб.

Ключевые слова: *безопасность дорожного движения, кольцевая автомобильная дорога, дорожно-транспортное происшествие.*

A. Yu. Gromov

SITES OF CONCENTRATION OF ROAD ACCIDENTS ON RING HIGHWAY (RING ROAD SPB)

The analysis of road accidents to ring road SPb during its operation is carried out. Places of concentration of road accident, types and the reasons of their emergence are defined. Recommendations for increase of traffic safety to ring road SPb are developed.

Keywords: *traffic safety, ring highway, road accident.*

"Массовое ДТП на КАД остановило скоростное движение", "КАД встал в пробке от Выборгского шоссе до Горского шоссе", "Массовые ДТП остановили КАД", "На КАД произошло два смертельных ДТП" — так сегодня звучат заголовки средств массовой информации о состоянии аварийности на кольцевой дороге Санкт-Петербурга.

По данным, представленным органами ГИБДД Санкт-Петербурга, за время эксплуатации КАД-СПб с 2008 по 2014 г. произошло 40 529 дорожно-транспортных происшествий (ДТП). В 1767 из них пострадало 2504 человека (в том числе ранено 95 детей). При этом 194 человека погибло на месте ДТП или в течение 30 дней после него. Детей среди них, к счастью, нет.

Исследования причин аварийности на кольцевой автомобильной дороге Санкт-Петербурга (КАД-СПб) позволили определить участки с высокой концентрацией дорожно-транспортных происшествий. Такими участками являются 79 км внутреннего кольца, 75 и 81 км внешнего кольца. Дадим характеристику данным объектам исследования.

Участок "79 км" внутреннего кольца — участок КАД перед съездом на Таллиннское шоссе в сторону Санкт-Петербурга, имеет четыре полосы для движения автомобилей. В конце участка происходит сужение дороги до трех полос с закруглением большого радиуса. Также на участке имеется съезд с КАД и въезд на него на расстоянии 300 м друг от друга с полосами торможения и разгона. Участок "79 км" оборудован средствами организации дорожного движения — знаками, разметкой и дорожными ограждениями согласно нормативным документам [1]. Средняя освещенность дорожного покрытия участка составляет не менее 30 лк, что соответствует нормативам [2, 3]. Статистика дорожно-транспортных происшествий, полученная по данным ГИБДД за 2010—2014 гг. (рис. 1) зафиксировала, что на участке произошло 91 ДТП, из них 29 с пострадавшими, в которых ранено 14 и погибло 6 чел.

Основными причинами ДТП на этом участке являются столкновения автомобилей и наезд автомобилей на препятствие — динамические ограждения для разделения транспортных потоков на съездах и въездах (рис. 2).

Участок дороги "75 км" внешнего кольца перед съездом с КАД-СПб на Московское шоссе в сторону

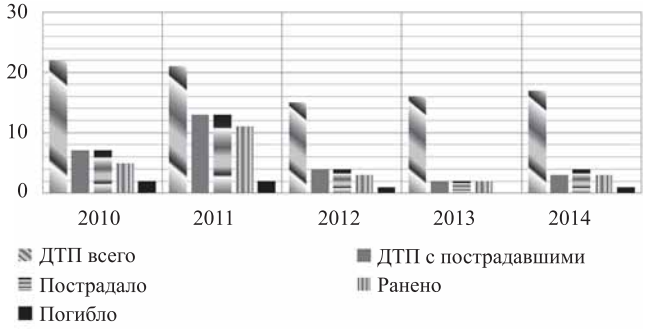


Рис. 1. Число ДТП на участке "79 км" внутреннего кольца КАД-СПб (по годам)

поселка Шушары имеет четыре полосы для движения. На протяжении участка имеется два съезда с КАД на Московское шоссе в обе стороны и два въезда на него с полосами разгона и торможения. Технические средства организации дорожного движения и освещенность участка соответствует требованиям нормативных документов. За 2010—2014 гг. на участке произошло 330 ДТП, из них 27 с пострадавшими, в которых ранено 32 и погибло 3 чел. (рис. 3).

Основные виды ДТП на участке показаны на рис. 4:

— столкновения автомобилей;

— наезд на препятствие, которыми являются динамические ограждения для разделения транспортных потоков на съездах и въездах;

— наезд на стоящее транспортное средство.

Участок "81 км" внешнего кольца после въезда на КАД-СПб со стороны Софийской улицы имеет четыре полосы движения. На протяжении этого километрового участка дорога поворачивает по большому радиусу. Съездов и въездов на участке нет. Технические средства организации дорожного движения и освещенность на участке соответствуют нормативным документам. В 2010—2014 гг. на участке произошло 333 ДТП, из них 33 с пострадавшими, в которых ранено 41 и погибло 4 чел. (рис. 5).

Рис. 2. Виды ДТП на "79 км" внутреннего кольца за период 2010—2014 гг.

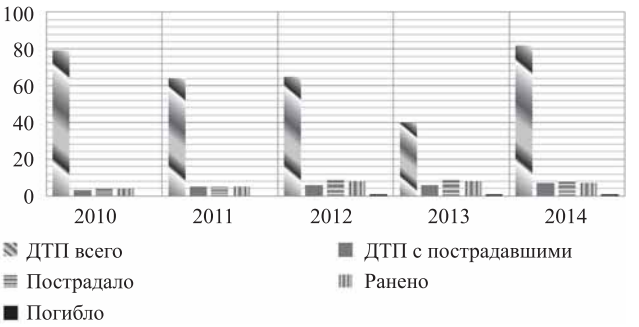


Рис. 3. Число ДТП на "75 км" внешнего кольца (по годам)

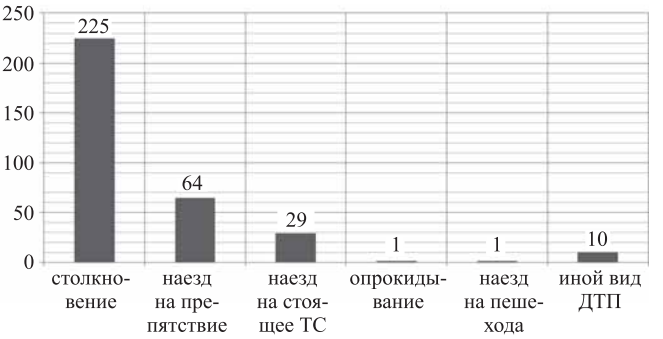


Рис. 4. Виды ДТП и их число на "75 км" внешнего кольца за период 2010—2014 гг.

Основные виды ДТП на данном участке (рис. 6):

— столкновения автомобилей;

— наезд на ограждения для разделения транспортных потоков на съездах и въездах;

— наезд на стоящее транспортное средство.

Главными причинами дорожно-транспортных происшествий на всех рассмотренных аварийных участках КАД-СПб являются нарушения Правил дорожного движения водителями, а именно нарушение правил перестроения (п.п. 8.2; 8.4; 8.5; 8.10; 8.12) и нарушение скоростного режима движения (п.п. 10.1—10.3) [4].

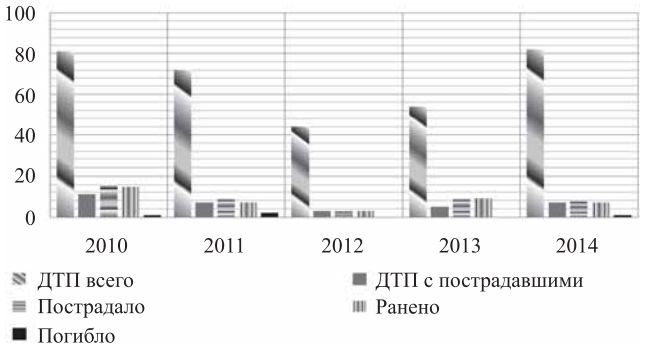


Рис. 5. Число ДТП на "81 км" внешнего кольца (по годам)

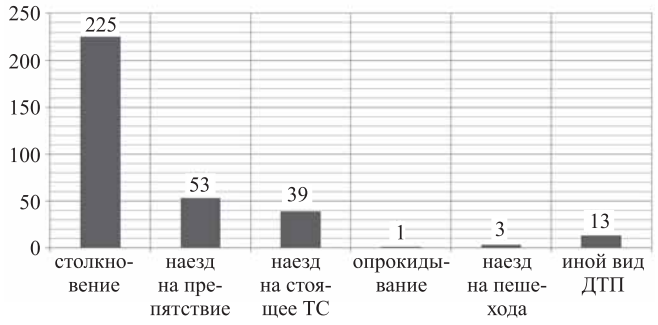


Рис. 6. Виды ДТП на "81 км" внешнего кольца за период 2010—2014 гг.

Результаты анализа основных видов ДТП и причины их возникновения приведены на рисунках 7 и 8. Столкновения двух видов происходят в основном по причинам превышения водителями разрешенной скорости движения и нарушения правил перестроения. Первый вид — попутные столкновения, произошедшие вследствие несоблюдения безопасной дистанции водителями, резкого маневрирования и несоблюдение скоростного режима. Второй вид — боковые столкновения автомобилей, которые, в свою очередь, происходят вследствие недостаточной информированности водителей о наличии съездов с КАД и въездов на него.

Информационные знаки, установленные на дороге за 800 м до съезда или въезда, слишком поздно информируют водителей, и им остается мало времени для выполнения маневра перестроения в плотном транспортном потоке. При разрешенной скорости движения на КАД 110 км/ч автомобиль проходит путь в 800 м за 26 с, при этом водителю приходится перестроиться из четвертого в первый ряд, где два ряда заняты большегрузными автопоездами, двигающимися по дороге с меньшей скоростью.

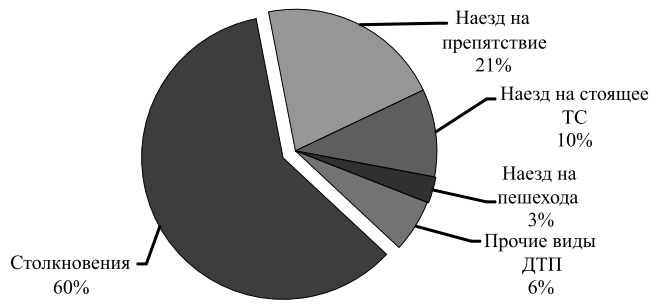


Рис. 7. Основные виды ДТП

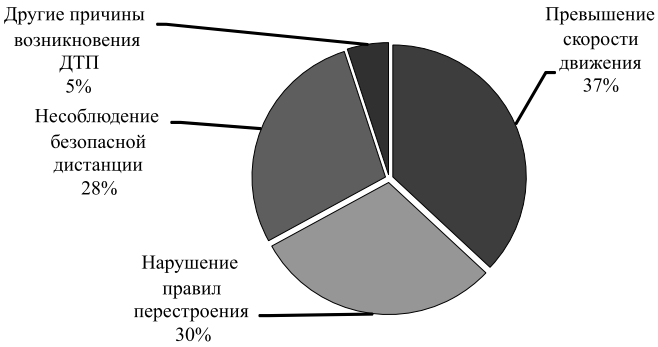


Рис. 8. Причины возникновения ДТП

Наезд на препятствие — это наезд автомобиля на деформирующиеся барьерные ограждения, установленные по всей длине автодороги и разделительные ограждения, разделяющие транспортные потоки на съездах с КАД, а также в местах сужения дороги и проведения ремонтных работ. Причинами являются невнимательность водителей, колея на дороге и недостаток времени на перестроение и торможение перед съездом.

Наезд на стоящее транспортное средство — этот вид ДТП занимает 3 место в сводках ГИБДД о происшествиях на КАД. Причины возникновения — невнимательность участников движения, нарушение правил остановки, наезд на транспортные средства, попавшие в ДТП, автомобили, не убранные с проезжей части и стоящие на обочине.

Особого изучения требуют случаи наездов на пешеходов. На КАД-СПб нет пешеходных дорожек и пешеходных переходов. Откуда могут на проезжей части появиться пешеходы? Ответ есть — водитель, вышедший из автомобиля, становится пешеходом. После произошедшего ДТП водители покидают свои автомобили для выяснения обстоятельств и последствий аварии. Часто они становятся жертвами наездов на них других участников движения.

Участки концентрации ДТП определяются на основе следующих показателей [5]:

— абсолютного количества ДТП, возникших на участке дороги расчетной протяженности;

— коэффициента относительной аварийности, млн. авт • км, определяемой по формуле (1):

$$Z = \frac{a10^6}{365NLn}, \qquad (1)$$

где a — число всех ДТП на участке дороги за отчетный период; N — среднегодовая интенсивность движения, авт/сут.; L — фактическая длина участка дороги между соседними километровыми знаками; n — число лет анализируемого периода.

Коэффициенты относительной аварийности для рассматриваемых участков, определенные по формуле (1), равны:

$$Z_{79} = 2{,}65; \quad Z_{75} = 7{,}1; \quad Z_{81} = 6{,}95.$$

Все три участка, по показателям риска, относятся к очень опасным с низким уровнем безопасности дорожного движения.

В связи с различной степенью тяжести последствий ДТП для возможности сравнительной оценки

и анализа различных ДТП применяют коэффициент тяжести ДТП [6], определяемый по формуле:

$$K_т = \frac{n_п}{n_р}, \quad (2)$$

где $n_п$ — количество погибших в ДТП за определенный период времени; $n_р$ — количество раненых в ДТП за тот же период времени.

Согласно приведенной формуле (2) коэффициенты тяжести на рассматриваемых участках дороги составляют:

"79 км" внутреннего кольца — $К_т = 0,43$;

"75 км" внешнего кольца — $К_т = 0,094$;

"81 км" внешнего кольца — $К_т = 0,098$.

Но этот полученный коэффициент тяжести не дает оценки числа пострадавших в общем количестве ДТП, поэтому следует рассматривать его следующим образом по формуле:

$$K_т = \frac{n_п + n_р}{N_{ДТП}}, \quad (3)$$

где $N_{ДТП}$ — общее количество ДТП за рассматриваемый период времени.

Тогда коэффициент тяжести согласно формуле (3) будет выглядеть следующим образом:

"79 км" внутреннего кольца — $К_т = 0,34$;

"75 км" внешнего кольца — $К_т = 0,106$;

"81 км" внешнего кольца — $К_т = 0,135$.

Расчеты показали, что наиболее опасным является участок "79 км" внутреннего кольца. Для повышения безопасности этого участка можно предложить следующие мероприятия:

1) предварительная установка дорожных знаков (индивидуального проектирования) для информирования водителей о развязках на КАД;

2) установка предупреждающих знаков об изменении рядности проезжей части;

3) нанесение соответствующей дорожной разметки для запрещения маневра перестроений на опасных участках;

4) введение регулирования скорости движения по полосам в реальном времени согласно составу транспортных потоков на полосах.

Модернизация регулирования движения путем внедрения предложенных мероприятий может быть интерпретирована на другие опасные участки КАД. Для этого необходимы дополнительные исследования в режиме реального времени с учетом динамики роста объемов перевозок грузов и пассажиров в Северо-Западном регионе.

Также для обеспечения безопасности движения на всем протяжении автодороги можно предложить для реализации следующие мероприятия:

1) усилить надзор за состоянием дорожного движения на всем протяжении КАД-СПб для исключения аварийных ситуаций, связанных с остановкой автомобилей на дороге;

2) обеспечить информацией участников движения о средней скорости потока с помощью электронных табло, установленных на КАД;

3) рассмотреть вопрос создания радиостанции "КАД-СПб, Западный скоростной диаметр", информирующей водителей об условиях движения на этих дорогах и примыкающих к ним магистралях в режиме реального времени;

4) обеспечить участников движения информацией о ДТП, произошедших на КАД по полосам и километрам с помощью электронных табло и радиоэфира.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **ГОСТ Р 52289—2004.** "Технические средства организации дорожного движения. Правила применения дорожных знаков, разметки, светофоров, дорожных ограждений и направляющих устройств".
2. **ГОСТ Р 54305—2011.** "Дороги автомобильного пользования. Горизонтальная освещенность от искусственного освещения. Технические требования".
3. **СП 52.13330.2011.** "Естественное и искусственное освещение. Строительные правила".
4. **Правила дорожного движения Российской Федерации** (с изм. 2015 г.)
5. **Правила учета дорожно-транспортных происшествий** (утв. постановлением Правительства РФ от 29 июня 1995 г. № 647).
6. **Жданов В. Л., Григорьева Е. А.** Организация и безопасность дорожного движения: Учеб. пособие — Кемерово: КузГТУ, 2012. — 309 с.
7. **Коноплянко В. И., Гуджоян О. П., Зырянов В. В., Березин А. С.** Безопасность движения: Учеб. пособие — Кемерово: Кузбассвузиздат: 1998. — 72 с.
8. **ОДМ 218.4.004—200.** "Руководство по устранению и профилактике возникновения участков концентрации ДТП при эксплуатации автомобильных дорог".

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 08.12.2015. Подписано в печать 21.01.2016 Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Канцлер», 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**