

ГРУЗОВИК

11
2018

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. Волков,
д-р техн. наук
С.М. Гайдар,
д-р техн. наук
Л.В. Грехов,
д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин,
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. Солицев,
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 Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор).
Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,
«Грузовик», 2018

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 Капустин В. П., Шиликов Д. Ю., Гусев Ю. В., Князев С. И. Модернизация специального оборудования средств эвакуации автомобильной техники

Энергетическое машиностроение

- 7 Исмагилов Ф. Р., Каримов В. И., Вавилов В. Е. Наблюдатель скорости полного порядка СДПМ с адаптерами сопротивления и потокосцепления

- 13 Козловский В. Н., Строганов В. И., Дебелов В. В., Петровский С. В. Моделирование энергоемких накопителей автомобильной комбинированной энергоустановки

Исследования. Расчет

- 15 Ким В. А., Сазонов И. С., Бильк С. Ю., Ки Йонг Чой. Обоснование эффективности алгоритмов управления торможением колесных машин на силовом анализе

- 24 Жедь О. В., Копылов В. В. Напряженно-деформированное состояние втулок в зависимости от сил зажима в самоцентрирующем патроне

Транспортный комплекс

- 29 Баловнев В. И., Данилов Р. Г., Ушков А. В., Ушкова Е. В. Оптимальное использование самосвалов с донной разгрузкой на строительстве автомобильных дорог

Практика

- 34 Ощепков П. П., Патракальцев Н. Н., Харитонов В. В. Повышение эффективности холодного пуска автотракторного дизеля при низких температурах окружающего воздуха

- 39 Филатов М. И., Булатов С. В. Методика обоснования объема запасных частей электрооборудования автобусов с учетом внезапных отказов

Безопасность

- 43 Нурутдинов Д. И. Определение количества средств крепления грузов

Пресс-тур

- Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>. Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru. Двухлетний импакт-фактор РИНЦ 2017 г. — 0,507. Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2017 г. по тематике "Транспорт" — 27; по тематике "Машиностроение" — 52.

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

11
2018

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House
"Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PESENKO

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.

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, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house:
107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for
Supervision of Communications,
Information Technology and Mass Communications
(Roskomnadzor).
Registration number PI number FS77-63955
on December 9, 2015

Subscription index:
according to the integrated catalog
"Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House,
"Truck", 2018

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 advertising materials responsibility is born by
the advertiser.



CONTENTS:

Design

- 3 Kapustin V. P., Shilinkov D. Y., Gusev Y. V., Knyazev S. I. Modernization of special equipment of means of escape for pulling out stuck vehicles and towing faulty car equipment

Energy engineering

- 7 Ismagilov F. R., Karimov V. I., Vavilov V. E. Full order PMSM speed observer with resistance adapter and flux linkage adapter

- 13 Kozlovskiy V. N., Stroganov V. I., Debelov V. V., Petrovskiy S. V. Modeling of energy-intensive drives of an automotive combined power plant

Research. Calculation

- 15 Kim V. A., Sazonov I. S., Bilyk S. Yu., Ki Young Choi. Substantiation of efficiency of algorithms of braking control of wheeled machines on power analysis

- 24 Zhed O. V., Kopylov V. V. Stress-strain state of the sleeves depending on the clamping forces in the self-centering patron

Transportation complex

- 29 Balovnev V. I., Danilov R. G., Ushkov A. V., Ushkova E. V. Optimal use of dump trucks with bottom unloading of road construction

Practice

- 34 Oshchepkov P. P., Patrakalcev N. N., Kharitonov V. V. Increasing the efficiency of cold start of the tractor diesel engine at low ambient temperatures

- 39 Filatov M. I., Bulatov S. V. Method of substantiation of the volume of spare parts of electric equipment of buses taking into account sudden failures

Security

- 43 Nuretdinov D. I. Determination of the quantity of cargo fasteners

Press tour

The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>
System of Russian Science Citation Index [www.elibrary.ru](http://elibrary.ru/).
The system of the Russian index of scientific quoting [www.elibrary.ru](http://elibrary.ru/).
The two-year impact factor INDEX 2017 — 0.507.Place in the rating of SCIENCE INDEX for 2017 on the subject "Transport" — 27; on the subject "Mechanical Engineering" — 52.
http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777
Information on the site "Autotransportnik.ru"

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 656.087

В. П. Капустин, канд. техн. наук, доцент, **Д. Ю. Шилинков**, **Ю. В. Гусев**, канд. техн. наук, доцент,
С. И. Князев ВУНЦ ВВС "ВВА", г. Воронеж

E-mail: kap_wp@mail.ru

МОДЕРНИЗАЦИЯ СПЕЦИАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СРЕДСТВ ЭВАКУАЦИИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

В статье проведен анализ применения специального оборудования средств эвакуации для подготовки и осуществления вытаскивания застрявшей и буксировки неисправной автомобильной техники по различным видам дорог.

Ключевые слова: средства эвакуации, сошники, средства для заглубления в грунт, транспортное устройство, буксировка, автомобильная техника.

In the article the analysis of application of special means of evacuation for the preparation and implementation of the towing faulty car equipment on various types of roads.

Keywords: evacuation, openers, tools for penetration into the ground, transport device, towing, automotive engineering.

(Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

В процессе эксплуатации автомобильная техника может потерять работоспособность в результате повреждения, застревания, затопления, а также при опрокидывании.

Для осуществления ремонта и возвращения в строй таких машин необходим комплекс мер по подготовке и проведению эвакуации, который является важной составляющей в системе восстановления работоспособности автомобильной техники, состоящий из вытаскивания, подготовки к эвакуации и самой эвакуации.

Эвакуация автомобильной техники осуществляется с помощью средств эвакуации, под которыми понимаются технические и другие средства, предназначенные для выполнения эвакуационных работ. Основной перечень мероприятий по заданию требований к данным средствам и полный комплекс испытательных и лабораторных работ осуществляется в НИЦ АТ З ЦНИИ МО РФ (г. Бронницы). К техническим средствам эвакуации относятся эвакуационные машины различного назначения, специальные комплексы оборудования, машины многоцелевого назначения, автомобильные краны, прицепы и полуприцепы, тракторы и другие машины [1].

К эвакуационным машинам относят колесную или гусеничную машину, предназначенную для эвакуации автомобильной техники и оснащенную встроенным или съемным оборудованием в соответствии с ее назначением [2].

По своему назначению средства эвакуации делятся транспортные, представленные на рис. 1 и на универсальные (рис. 2).

По видам они делятся на:

1. эвакуационные тягачи;
2. эвакуационные транспортеры-тягачи;
3. эвакуационные автопоезда.

Универсальная эвакуационная машина предназначена для первичной и последующей эвакуации машин.

Транспортная эвакуационная машина предназначена для последующей эвакуации машин.

В качестве транспортных эвакуационных машин используются эвакуационные транспортеры — тягачи и эвакуационные автопоезда, состоящие из колесных (гусеничных) тягачей и прицепов [3].

Вытаскивание застрявших машин — процесс изменения положения и извлечения объектов эвакуации из преграды для обеспечения возможности самостоятельного движения или транспортирования с помощью средств эвакуации [4] и может осуществляться прямым перемещением, полуподъемом или подъемом [5].

Прямым перемещением осуществляется:

1. вытаскивание застрявших машин с использованием тяги движителя средства эвакуации, лебедок, полиспастов;
2. погрузка поврежденных объектов на прицепы, полуприцепы, сани, полозья и другие транспортные средства при помощи лебедок;

КОНСТРУКЦИЯ

3. транспортирование объектов различными способами.

Полуподъем применяется при вытаскивании застрявших объектов с использованием специально оборудованных эвакуационных тягачей или стрелы-дву ноги.

Способом подъема осуществляется вытаскивание и погрузка объектов на средства эвакуации с использованием кранов, а также их транспортирование с помощью летательных аппаратов.

В ходе проведения различных работ на автомобильной технике в условиях бездорожья по прокладке газопроводов, либо оказания спасательных операций возникает проблема автотехнического обеспечения техники специального назначения [6], выполняющей различные задачи. Однако вопрос поддержания средств эвакуации в исправном состоянии встает одновременно с поддержанием в исправном состоянии его спецоборудования.

Средство эвакуации для вытаскивания застрявших машин содержит раму, смонтированную на базовом шасси полноприводного автомобиля, надрамник, закрепленную на нем телескопическую стрелу с тросом и лебедкой и блок сошников, представляющих собой два сошника, состоящих из корпуса и выдвижной секции с упорами. Сошники шарнирно прикреплены к задней части рамы и жестко связаны между собой балкой со стойками, которые с помощью осей соединены с нижними концами звеньев, верхние концы которых аналогично соединены с телескопической стрелой.

При срабатывании гидроцилиндров происходит выдвижение выдвижной секции и заглубление упоров сошников в грунт. При втягивании выдвижной секции все манипуляции осуществляются в обратной последовательности, что позволяет эвакуационной машине преодолевать неровности местности при движении.

Недостатком известных устройств является низкое расположение в походном (транспортном) положении упоров сошников, являющихся самыми низкими частями конструкции эвакуатора, которые при движении по местности в условиях бездорожья приводятся в первую очередь в неисправное состояние, тем самым не позволяя выполнять свои основные задачи по предназначению.

Для расширения эксплуатационных возможностей средств эвакуации по преодолению без-

дорожья предлагается доработка сошников [7], которая позволяет путем складывания упора сошника, представленного на рис. 3, обеспечить максимально допустимый дорожный просвет транспортного средства.

Технический результат достигается тем, что сошники выполнены квадратным сечением и с возможностью перемещения от приводного механизма подвижной секции совместно с упором, верхняя часть упора выполнена в виде кулачка, а сам упор закреплен подвижно в нижней части выдвижной секции с возможностью перемещения относительно оси 2 в вертикальной плоскости.

В качестве основного взаимодействующего с упором элемента в нижней части неподвижной секции сошника выполнена выступающая ограничительная площадка 1, имеющая форму упора, закругленного по радиусу. При этом площадка, взаимодействуя с кулачком упора, при втягивании подвижной секции сошника проворачивает тело упора из рабочего в походное положение на угол более 90°.

Площадка при воздействии на кулачок упора сошника, обегающего вокруг площадки, приуждает повернуться упор вокруг оси и зафиксироваться в походном положении *B*, как показано на рис. 4.

Устройство работает следующим образом.

При переходе из походного положения в рабочее приводной механизм телескопического сошника вытягивает выдвижные секции, в результате чего воздействие на кулачок упора со стороны выступающей ограничительной площадки прекращается, и упор под действием сил тяжести самопроизвольно проворачивается и устанавливается в рабочее положение.

При переходе из рабочего состояния (после вытаскивания застрявшего автомобиля) в транспортное походное положение сошники посредством приводного механизма втягивают выдвижные секции. При входении в контакт выступающей ограничительной площадки неподвижной секции сошника с верхней частью упора подвижного сошника, имеющего форму кулачка, осуществляется его обегание, приводящее к проворачиванию всего упора относительно оси 2 (см. рис. 3), из положения *A* в положение *B*, на безопасный для движения эвакуационной машины угол, что дает ей возможность преодолевать неровности местности при движении в условиях бездорожья.

Таким образом благодаря изменению конструкции сошников, путем изготовления упоров

КОНСТРУКЦИЯ

подвижными, применение предлагаемого устройства позволит:

1. увеличить дорожный просвет средств эвакуации;
2. повысит надежность сошников, предназначенных для закрепления эвакуационных машин на грунтах в процессе обеспечения вытаскивания застрявших автомобилей;
3. обеспечить безопасную работу в ходе подготовительных мероприятий по вытаскиванию застрявших и поврежденных автомобилей.

На фоне ежегодно возрастающего производства автомобильной техники, а также усложнения ее конструкции остро встает вопрос ее своевременной эвакуации с дорог общего пользования в случае неисправностей [2], которые требуется устранять в специализированных центрах и сервисах.

В зависимости от состояния ходовой части (исправна, частично повреждена, сильно разрушена) эвакуация машин может осуществляться [5]:

1. буксированием;
2. полупогрузкой;
3. погрузкой.

Буксирование — способ эвакуации объектов, при котором они перемещаются на собственной ходовой части с помощью колесного или гусеничного тягача.

Полупогрузка — способ эвакуации, при котором объект эвакуации устанавливают передней (задней) частью на транспортное оборудование эвакуационной машины.

Погрузка — способ эвакуации, при котором объект эвакуации перевозят на платформе и в кузовах транспортеров, тягачей, прицепов или полуприцепов.

Для осуществления транспортировки способом полупогрузки предназначены средства эвакуации двух видов. При этом поврежденную машину буксируют за бампер или мост (рис. 5) и с использованием транспортировочных корзин (рис. 6).

Первый тип транспортного устройства обеспечивает транспортирование поврежденных машин со стальными бамперами, обеспечивающими прочность при контактировании со стальной траверсой полупогрузкой и преимущественно по дорогам без покрытия и местности. Крепление автомобиля производится грузовыми стальными цепями (или иными тягами), охватывающими кронштейны рессор или иные узлы подвески и фиксирующиеся в зацепах траверсы.

Транспортное устройство представляет собой стрелу, поворачивающуюся в вертикальной плоскости, с траверсой на ней. Стрела закреплена шарнирно в задней части транспортного средства с возможностью поворота в вертикальной плоскости. Недостатком данного транспортного средства является невозможность буксирования неисправных или поврежденных автомобилей, не имеющих стального бампера.

Во втором типе средств эвакуации крепление автомобиля на транспортном устройстве производится путем закрепления колес в корзинах траверсы, цепями или иными тягами за элементы подвески. Транспортное устройство закреплено шарнирно в задней части автомобиля и имеет возможность поворачиваться в вертикальной плоскости. Недостатком этого устройства является узкая направленность применения рассмотренного типа транспортного устройства, оборудованного корзинами, которые не способны эффективно эвакуировать неисправные транспортные средства без колес одного из мостов. Кроме этого, с данным типом транспортного устройства затруднительна буксировка аварийных автомобилей по местности, имеющей сложный рельеф, в связи с незначительным подъемом колес от дорожного покрытия.

Для всестороннего осуществления эвакуации неисправных автомобилей с различными видами повреждений предлагается использовать устройство [8], представленное на рис. 7, способное осуществлять буксировку способом полупогрузки, как с применением транспортировочных корзин, так и транспортного устройства с захватами за мост или ось автомобиля.

Подъем и опускание транспортного устройства осуществляется посредством лебедки, расположенной на раме средства эвакуации, и происходит относительно оси 1.

Подвижность и возможность изменения положения траверсы с корзинами относительно неисправного автомобиля может быть выполнена путем использования переходника 4, схематично представленного отдельно на рис. 8.

Переходник выполнен Г-образной формы, с двумя проушинами 1 и 2 на одном конце и на другом конце с резьбовым отверстием для установки хвостовика для траверсы 3.

Переходник закрепляется в двух проушинах выдвижной секции 1 своими консольными осями. При горизонтальном расположении телескопиче-

КОНСТРУКЦИЯ

ской балки (перевозка полупогрузкой за колеса в корзинах) переходник фиксируется с помощью пальца в третьей проушине на выдвижной секции балки. В другой стороны переходника в резьбовое отверстие ввернут наконечник 6 с резьбовым хвостовиком и площадкой с отверстием. С помощью оси и гайки с шайбой 5 крепится траверса. Для фиксации траверсы в горизонтальном положении в переходник ввернут стопорный винт 4, пята которого входит в глухое отверстие на цилиндрической части хвостовика наконечника 6.

При вертикальном расположении транспортного устройства переходник опирается своей тыльной площадкой на торец выдвижной секции телескопической балки.

Транспортировочные корзины установлены шарнирно, и в зависимости от способа буксировки могут переводиться в горизонтальное и вертикальное положения с дальнейшим их фиксированием относительно траверсы при помощи пальца. Для обеспечения универсальной установки под колеса различных по размеру автомобилей корзины с внешней стороны выполнены не замкнутыми.

Применение переходника и изменяющих свое положение транспортировочных корзин позволяет осуществлять возможность буксировки неисправных автомобилей в зависимости от сложившейся ситуации либо с поднятием колес, закрепленных в корзинах транспортного устройства, либо транспортирование на траверсе с подъемом аварийной техники и захватом ее цепями за мости, кронштейны рессор или другие узлы.

Таким образом, модернизация двух устройств позволит:

1. повысить надежность как специального оборудования в целом, так и сошников, используемых для вытаскивания застрявших и опрокинутых автомобилей;

2. улучшить технологичность и расширить возможности буксировки неисправных автомобилей способом полупогрузки за их переднюю или заднюю часть даже при отсутствии колес и мостов;

3. обеспечить безопасную работу в ходе подготовительных мероприятий по организации и проведении буксировки поврежденных автомобилей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Эвакуация автомобильной техники.** Руководство. Ч. 1. Технические основы и средства эвакуации машин. Порядок выполнения эвакуационных работ / Вартанов О. М., Сутула В. И., Сюткин Н. С., Сульдин Б. Ф., Черкашин Г. Б., Петров Л. А. — М.: Военное издательство, 1985. — С. 1—6.
2. **Устименко В. С., Капустин В. П., Пятов С. В.** Средства эвакуации автомобильной техники Вооруженных Сил РФ // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2010. — № 7. — С. 24—28.
3. **Капустин В. П., Юзик В. М., Юзик Вл. М.** Современные средства для эвакуации для нужд армии // Сборник научных трудов по материалам международной заочной НПК "Актуальные направления научных исследований 21 века: теория и практика". № 5. Ч. 3. — Воронеж, 2015. — С. 246—250.
4. **Основы эвакуации автомобильной техники / Капустин В. П., Шилинков Д. Ю., Князев С. И., Панов В. Ю.** // Сборник материалов Международной НПК, посвященной 115-й годовщине со дня рождения профессора Харитончука Ефима Мироновича. "Повышение эффективности использования мобильных энергетических средств в различных режимах движения". Ч. I. — Воронеж: ФГБОУ ВО Воронежский ГАУ, 2017. — С. 336—341.
5. **Ремонт военной автомобильной техники. Организация и технические средства эвакуации ВАТ:** Учеб. пособие. — Рязань: РВАИ, 2006. — 81 с.
6. **Перспективы развития ремонтно-эвакуационных машин различных структур / Капустин В. П., Гусев Ю. В., Юзик В. М., Шикин А. С.** Инновационные технологии, системы вооружения и военной техники, наука и образование. 7-я Межрегиональная НПК "Броня-Омск-2014" // Вестник Сибирского отделения академии военных наук. — 2014. — № 24. — С. 72—76.
7. **Транспортное средство** для вытаскивания застрявших и аварийных автомобилей / Осадчий А. Ф., Капустин В. П., Юзик В. М. Попов А. Ю. Патент № 257073, 2015.
8. **Транспортное средство** для буксировки поврежденных автомобилей / Осадчий А. Ф., Капустин В. П., Юзик В. М., Панов В. Ю. Патент № 2582561, 2016.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.3.078.4

Ф. Р. Исмагилов, д-р техн. наук, профессор, **В. И. Каримов**, канд. техн. наук,
В. Е. Вавилов, канд. техн. наук, Уфимский государственный авиационный технический
университет, г. Уфа
E-mail: jam1986@inbox.ru

НАБЛЮДАТЕЛЬ СКОРОСТИ ПОЛНОГО ПОРЯДКА СДПМ С АДАПТЕРАМИ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ПОТОКОСЦЕПЛЕНИЯ

В рамках проекта 8.1277.2017/4.6 разработан наблюдатель скорости СДПМ с адаптерами сопротивления статора и потокосцепления ротора с учетом корректирующей матрицы в уравнении наблюдателя. Найдены компоненты корректирующей матрицы с использованием критерия Сильвестра для адаптеров сопротивления статора и потокосцепления ротора. Проведено моделирование разработанного наблюдателя в составе векторной системы управления СДПМ. Моделирование показало высокую точность и быстродействие разработанных адаптеров, а также высокую робастность разработанного наблюдателя при изменении сопротивления и потокосцепления.

Ключевые слова: синхронный двигатель с постоянными магнитами, наблюдатель скорости, бездатчиковое управление, векторное управление.

A PMSM speed observer with stator resistance adapter and rotor flux linkage adapter is developed considering the correcting matrix in the observer equation. The components of the correcting matrix are found using the Sylvester criterion for stator resistance adapter and rotor flux linkage adapter. The simulation of the developed observer in the vector control system of PMSM is carried out. The simulation showed high accuracy and speed of the developed adapters, as well as high robustness of the developed observer when resistance and flux linkage changes.

Keywords: permanent magnets synchronous motor, speed observer, sensorless control, vector control.

Введение

Гибридный автомобиль имеет много преимуществ по сравнению с автомобилем с двигателем внутреннего сгорания (ДВС). В гибридной силовой установке (ГСУ) есть возможность совместной работы электродвигателя и ДВС для увеличения мощности в процессе пуска и ускорения; ГСУ имеет более высокий уровень экономии топлива; ГСУ позволяют производить рекуперацию энергии при торможении автомобиля; экологичность гибридного автомобиля выше благодаря тому, что в городе автомобиль приводится в движение от электродвигателя, а бензиновый двигатель работает преимущественно за городом.

К электродвигателю в ГСУ предъявляются следующие требования: высокий удельный крутящий момент и плотность мощности в широком диапазоне скорости вращения, возможность

быстрого увеличения крутящего момента для большого ускорения, высокая надежность и робастность. Кроме того, двигатель должен иметь высокую точность в установившемся режиме и хорошие переходные характеристики. Этим требованиям удовлетворяют синхронные двигатели с постоянными магнитами (СДПМ). Широкому применению СДПМ в ГСУ способствует также больший КПД и более легкое управление по сравнению с электродвигателями других типов [1–4].

Для управления СДПМ могут использоватьсь методы скалярного и векторного управления. Преимуществом скалярного управления является то, что оно более простое в реализации. Недостатки скалярного управления — малый диапазон регулирования скорости, небольшая точность. Векторное управление по сравнению со скалярным позволяет увеличить диапазон регулирования, повысить точность и быстродействие. Таким об-

разом, векторное управление обеспечивает более качественное регулирование, но при этом является более сложным с точки зрения реализации.

При векторном управлении СДПМ необходима информация о текущем положении ротора, поскольку при этом необходимо преобразование координат из неподвижной системы во вращающуюся и наоборот. Для этого могут использоваться датчики положения, некоторые варианты представлены в [5, 6]. Однако при этом возрастают стоимость привода, чувствительность к вибрациям, уменьшается точность на высоких скоростях.

Бездатчиковые методы позволяют устраниить указанные недостатки. Их можно разделить на две группы: методы на основе высокочастотной инжекции напряжения и методы на основе модели. Достоинством методов первой группы [7–9] является хорошая работа в области низких скоростей. Применение второй группы методов предполагает использование наблюдателей состояния, вычисляющих скорость и угловое положение ротора по измеренным значениям тока и напряжения статора. К методам второй группы можно отнести методы с использованием наблюдателей на основе аддитивной модели (MRAS) сокращенного [10–12] и полного порядка [13–16], наблюдателей скользящего режима (SMO) [15, 17, 18, 20] и фильтров Калмана [19, 20]. Наблюдатели скользящего режима обладают высокой рабочей способностью, достаточно простым математическим описанием, т. е. небольшими вычислительными затратами. Недостатком наблюдателей скользящего режима является невозможность работы на низких скоростях. Фильтр Калмана для своей работы требует больших вычислительных мощностей, поскольку обладает сложной структурой. Кроме того, фильтр Калмана разрабатывается для линейных систем, а поскольку модель СДПМ является нелинейной, приходится не учитывать перекрестные связи, и модель становится неполной.

В предыдущих работах авторов были описаны наблюдатели на основе аддитивной модели для СДПМ с адаптерами сопротивления и потокосцепления. Эти наблюдатели были построены в предположении равенства нулю корректирующей матрицы в уравнении наблюдателя. Наблюдатель скорости полного порядка, предлагаемый в этой работе, разработан с учетом ненулевой корректирующей матрицы и имеет расширенный диапазон устойчивой работы и более точно оценивает скорость СДПМ.

Адаптер сопротивления статора

Получим уравнение адаптируемой модели наблюдателя полного порядка с адаптером сопротивления статора. Электромагнитные процессы, происходящие в СДПМ, описываются системой уравнений в системе координат dq , ориентированной по ротору:

$$\begin{cases} \frac{dI_{Sd}}{dt} = -\frac{R_S}{L_{Sd}} I_{Sd} + \omega_{eR} \frac{L_{Sq}}{L_{Sd}} I_{Sq} + \frac{U_{Sd}}{L_{Sd}} \\ \frac{dI_{Sq}}{dt} = -\omega_{eR} \frac{L_{Sd}}{L_{dq}} I_{Sd} - \frac{R_S}{L_{Sq}} I_{Sq} - \omega_{eR} \frac{\psi_f}{L_{Sq}} + \frac{U_{Sq}}{L_{Sq}}. \end{cases}$$

Эту систему можно представить в виде:

$$\frac{d}{dt} \mathbf{x} = \mathbf{Ax} + \mathbf{U},$$

где

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} I_{Sd} \\ I_{Sq} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{R_S}{L_{Sd}} & \omega_{eR} \frac{L_{Sq}}{L_{Sd}} \\ -\omega_{eR} \frac{L_{Sd}}{L_{Sq}} & -\frac{R_S}{L_{Sq}} \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{U} = \begin{pmatrix} \frac{U_{Sd}}{L_{Sd}} \\ -\omega_{eR} \frac{\psi_f}{L_{Sq}} + \frac{U_{Sq}}{L_{Sq}} \end{pmatrix}.$$

Адаптируемая модель наблюдателя полного порядка описывается уравнением:

$$\frac{d}{dt} \hat{\mathbf{x}} = \hat{\mathbf{A}} \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{U} + \mathbf{G}(\hat{\mathbf{I}}_S - \mathbf{I}_S) = \hat{\mathbf{A}} \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{U} + \mathbf{G}(\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}),$$

где

$$\hat{\mathbf{x}} = \begin{pmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \end{pmatrix} = \hat{\mathbf{I}}_S = \begin{pmatrix} \hat{I}_{Sd} \\ \hat{I}_{Sq} \end{pmatrix}; \quad \hat{\mathbf{A}} = \begin{pmatrix} -\frac{\hat{R}_S}{L_{Sd}} & \omega_{eR} \frac{L_{Sq}}{L_{Sd}} \\ -\omega_{eR} \frac{L_{Sd}}{L_{Sq}} & -\frac{\hat{R}_S}{L_{Sq}} \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}^2 = \begin{pmatrix} I_{Sd} - \hat{I}_{Sd} \\ I_{Sq} - \hat{I}_{Sq} \end{pmatrix};$$

$$\Delta \mathbf{A} = \hat{\mathbf{A}} - \mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{\hat{R}_S - R_S}{L_{Sd}} & 0 \\ 0 & -\frac{\hat{R}_S - R_S}{L_{Sq}} \end{pmatrix}.$$

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Вычитая из эталонной модели адаптируемую, получим:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\mathbf{x} - \frac{d}{dt}\hat{\mathbf{x}} &= \\ = \mathbf{Ax} + \mathbf{U} - \hat{\mathbf{A}}\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{U} - \mathbf{G}(\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}) &= \\ = \mathbf{Ax} - \hat{\mathbf{A}}\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{G}(\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}); \\ \frac{d}{dt}\mathbf{e} = \mathbf{Ae} - \Delta\mathbf{Ax} - \mathbf{G}(\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}) &= (\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta\mathbf{Ax}. \end{aligned}$$

Проведем анализ устойчивости наблюдателя. В качестве функции-кандидата в функции Ляпунова возьмем следующую функцию:

$$V = \mathbf{e}^T \mathbf{e} + \frac{(\hat{D}_S - R_S)^2}{\lambda} = \mathbf{e}^T \mathbf{e} + \frac{\Delta T_S^2}{\lambda},$$

где λ — положительное число.

Определим производную функции V . Устойчивость наблюдателя гарантируется при ее отрицательной определенности.

Уравнение производной функции V :

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}V &= \frac{d}{dt}(\mathbf{e}^T \mathbf{e}) + \frac{d}{dt} \frac{DR_S^2}{\lambda} = \left(\frac{d}{dt} \mathbf{e}^T \right) \mathbf{e} + \mathbf{e}^T \frac{d}{dt} \mathbf{e} + \\ &+ \frac{2\Delta R_S}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{R}_S = ((\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta\mathbf{Ax})^T \mathbf{e} + \\ &+ \mathbf{e}^T ((\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta\mathbf{Ax}) + \frac{2\Delta R_S}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{R}_S = \\ &= (\mathbf{A} + \mathbf{G})^T \mathbf{e}^T \mathbf{e} - (\Delta\mathbf{Ax})^T \mathbf{e} + \\ &+ \mathbf{e}^T (\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \mathbf{e}^T + \frac{2\Delta R_S}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{R}_S = \\ &= \mathbf{e}^T \mathbf{e} ((\mathbf{A} + \mathbf{G})^T + (\mathbf{A} + \mathbf{G})) - (\Delta\mathbf{Ax})^T \mathbf{e} - \\ &- \mathbf{e}^T \Delta\mathbf{Ax} + \frac{2\Delta R_S}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{R}_S = S_1 + S_2, \end{aligned}$$

где

$$S_1 = \mathbf{e}^T \mathbf{e} ((\mathbf{A} + \mathbf{G})^T + (\mathbf{A} + \mathbf{G}));$$

$$S_2 = -2\Delta R_S \left(\frac{\Delta I_{Sd}\hat{I}_{Sd}}{L_{Sd}} + \frac{\Delta I_{Sq}\hat{I}_{Sq}}{L_{Sq}} \right) + \frac{2\Delta R_S}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{R}_S.$$

Производная функции V будет отрицательной при $S_2 = 0$ и $S_1 < 0$. Отрицательность выражения S_1 обеспечивается подбором необходимого значения корректирующей матрицы \mathbf{G} .

Из условия $S_2 = 0$ получаем уже известный закон адаптации сопротивления статора (при неявнополюсном роторе):

$$\hat{R}_S = \frac{\lambda}{L_S} \int (\Delta I_{Sd}\hat{I}_{Sd} + \Delta I_{Sq}\hat{I}_{Sq}) dt.$$

Поскольку $\mathbf{e}^T \mathbf{e} = \Delta I_{Sd}^2 - \Delta I_{Sq}^2$ и всегда больше нуля, необходимо обеспечить отрицательную определенность квадратичной формы:

$$\mathbf{K} = (\mathbf{A} + \mathbf{G})^T + (\mathbf{A} + \mathbf{G}) < 0.$$

Для нахождения корректирующей матрицы \mathbf{G} воспользуемся критерием Сильвестра. Согласно этому критерию квадратичная форма отрицательно определена, если ее нечетные угловые миноры отрицательны, а четные — положительны.

Зная размерность матрицы \mathbf{G} , можно записать:

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} g_{11} & g_{12} \\ g_{21} & g_{22} \end{pmatrix}.$$

Сделаем преобразования:

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} 2g_{11} - \frac{2R_S}{L_{Sd}} & g_{12} + g_{21} - \frac{L_{sd}\omega_{er}}{L_{sq}} + \frac{L_{sq}\omega_{er}}{L_{sd}} \\ g_{12} + g_{21} - \frac{L_{sd}\omega_{er}}{L_{sq}} + \frac{L_{sq}\omega_{er}}{L_{sd}} & 2g_{22} - \frac{2R_S}{L_{sq}} \end{pmatrix}.$$

Первый угловой минор равен:

$$\Delta_1 = 2g_{11} - \frac{2R_S}{L_{Sd}} < 0;$$

$$g_{11} < \frac{R_S}{L_{Sd}}.$$

Следовательно:

$$g_{11} = n \frac{R_S}{L_{Sd}}, \text{ где } n < 1.$$

Второй угловой минор:

$$\begin{aligned} \Delta_2 &= 4g_{11}g_{22} - \frac{4g_{11}R_S}{L_{Sd}} - \frac{4g_{22}R_S}{L_{Sd}} + \frac{4R_S^2}{L_{Sd}L_{Sd}} - \\ &- \left(g_{12} + g_{21} - \frac{L_{sd}\omega_{er}}{L_{sq}} + \frac{L_{sq}\omega_{er}}{L_{sd}} \right)^2, \end{aligned}$$

$$\Delta_2 > 2.$$

Примем $g_{12} = -g_{21}$, кроме того, для неявнополюсного ротора $L_{sd} = L_{sq}$, тогда:

$$4g_{11}h_{22} - \frac{4g_{11}R_S}{L_{sq}} - \frac{4g_{22}R_S}{L_{sd}} + \frac{4R_S^2}{L_{sd}L_{sq}} > 0.$$

$$\frac{4g_{22}g_{22}}{L_{sd}}(n-1) - \frac{4R_S^2}{L_{sd}L_{sq}}(n-1) > 0.$$

Отсюда следует:

$$g_{22} > \frac{R_S}{L_{sd}};$$

$$g_{22} = -n \frac{R_S}{L_{sq}}, \text{ где } n < -1.$$

Ввиду малости скорости изменения сопротивления двигателя относительно скорости работы наблюдателя, можно принять $R_S = \hat{R}_S$.

Матрица \mathbf{G} имеет вид:

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} n \frac{\hat{R}_S}{L_{sd}} & g_{12} \\ -g_{12} & -n \frac{\hat{R}_S}{L_{sq}} \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где g_{12} — некоторое число, $n < -1$.

Для СДПМ с явнополюсным ротором ($L_{sd} = L_{sq}$) закон адаптации имеет вид:

$$\hat{R}_S = \lambda \int \left(\frac{1}{L_{Sq}} \Delta I_{Sd} \hat{I}_{Sd} + \frac{1}{L_{Sd}} \Delta I_{Sq} \hat{I}_{Sq} \right) dt.$$

Корректирующая матрица \mathbf{G} имеет такой же вид, как и для СДПМ с неявнополюсным ротором.

Адаптер потокосцепления ротора

Получим закон адаптации и вид корректирующей матрицы для адаптера потокосцепления ротора. Адаптируемая модель описывается уравнением:

$$\frac{d}{dt} \hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \hat{\mathbf{x}} + \hat{\mathbf{U}} + \mathbf{G} (\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x}),$$

где

$$\hat{\mathbf{U}} = \begin{pmatrix} \frac{U_{Sd}}{L_{Sd}} \\ \hat{\psi}_f \\ -\omega_{eR} \frac{\hat{\psi}_f}{L_{Sq}} + \frac{U_{Sq}}{L_{Sq}} \end{pmatrix}.$$

Вычитая уравнение адаптируемой модели из эталонной, получаем:

$$\frac{d}{dt} \mathbf{x} - \frac{d}{dt} \hat{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{U} - \mathbf{A} \hat{\mathbf{x}} - \hat{\mathbf{U}} - \mathbf{G} (\hat{\mathbf{x}} - \mathbf{x});$$

$$\frac{d}{dt} \mathbf{e} = A\mathbf{e} - \Delta \mathbf{U} - \mathbf{G}\mathbf{e} = (\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta \mathbf{U}.$$

Вид функции Ляпунова:

$$V = \mathbf{e}^T \mathbf{e} + \frac{(\hat{\psi}_f - \psi_f)^2}{\lambda} = \mathbf{e}^T \mathbf{e} + \frac{\Delta \psi_f^2}{\lambda}.$$

Производная функции Ляпунова:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} V &= \left(\frac{d}{dt} \mathbf{e}^T \right) \mathbf{e} + \mathbf{e}^T \frac{d}{dt} \mathbf{e} + \frac{2\Delta \psi_f}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{\psi}_f = \\ &= ((\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta \mathbf{U})^T \mathbf{e} + \mathbf{e}^T ((\mathbf{A} + \mathbf{G})\mathbf{e} - \Delta \mathbf{U}) + \\ &+ \frac{2\Delta \psi_f}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{\psi}_f = \mathbf{e}^T \mathbf{e} ((\mathbf{A} + \mathbf{G})^T + (\mathbf{A} + \mathbf{G})) + (\Delta \mathbf{U})^T \mathbf{e} + \\ &+ \Delta \mathbf{U} \mathbf{e}^T + \frac{2\Delta \psi_f}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{\psi}_f = S_1 + S_2, \end{aligned}$$

где

$$S_1 = \mathbf{e}^T \mathbf{e} ((\mathbf{A} + \mathbf{G})^T + (\mathbf{A} + \mathbf{G})) < 0;$$

$$S_2 = -2\Delta I_{Sd} \omega_{eR} \Delta \psi_f \frac{1}{L_{Sq}} + \frac{2\Delta \psi_f}{\lambda} \frac{d}{dt} \hat{\psi}_f = 0.$$

Из условия $S_2 = 0$ следует уже полученный закон адаптации потокосцепления:

$$\hat{\psi}_f = \frac{\lambda}{L_S} \int \omega_{eR} \Delta I_{Sq} dt.$$

Выражение S_1 совпадает с аналогичным выражением, полученным для адаптера сопротивления статора, поэтому корректирующая матрица имеет тот же вид (1).

Результаты моделирования

Проведено моделирование разработанного наблюдателя в составе системы векторного управления в среде Matlab/Simulink. На рис. 1 показана схема системы векторного управления. На рис. 2 показана схема наблюдателя скорости СДПМ.

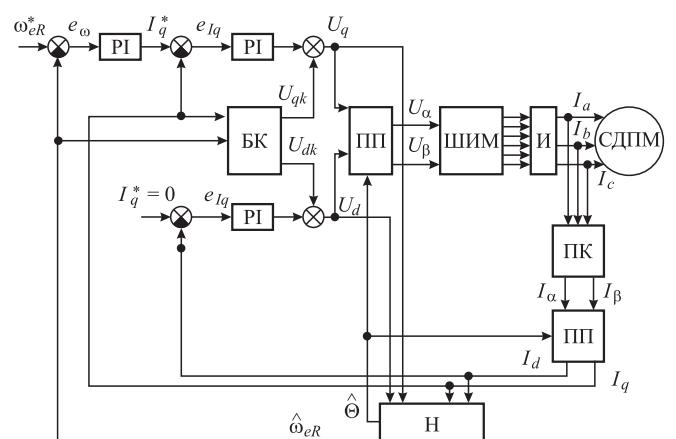


Рис. 1. Схема векторного управления СДПМ с наблюдателем скорости и угла положения:

БК — блок компенсации; **ПП** — преобразователь Парка; **И** — инвертор; **ПК** — преобразователь Кларка; **Н** — наблюдатель

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

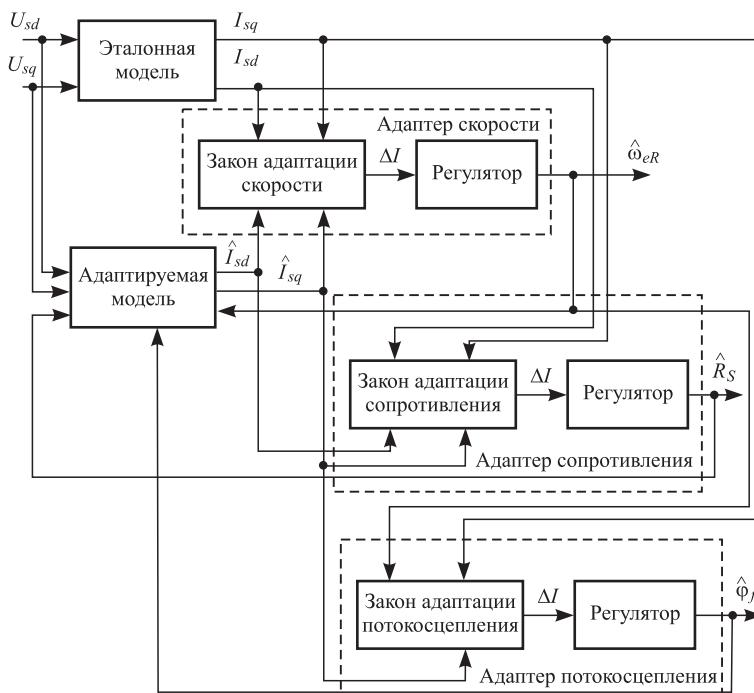
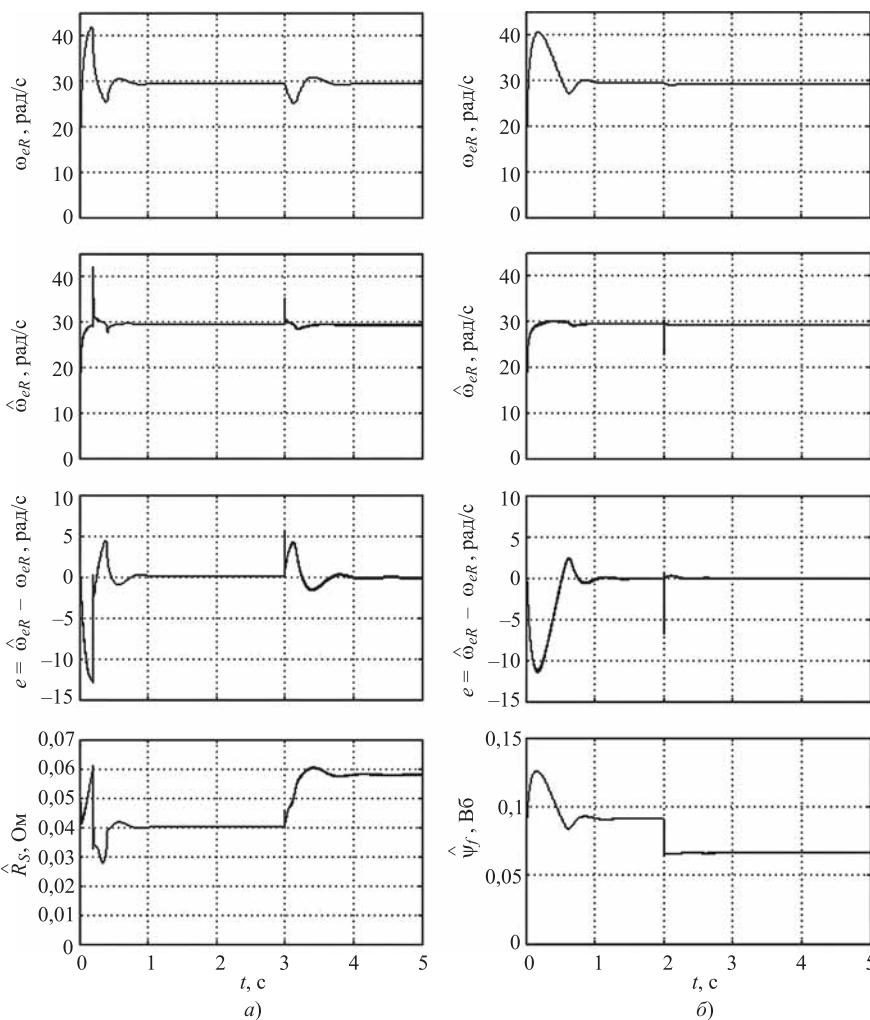


Рис. 2. Схема наблюдателя скорости СДПМ с адаптерами сопротивления статора и потокосцепления ротора



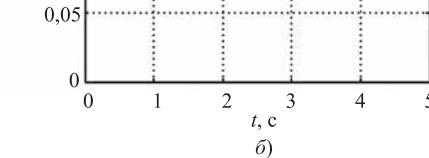
a)

На рис. 3, а представлены осцилограммы скорости ротора, наблюдаемой скорости и ошибки скорости, а также сигналы с выхода адаптера сопротивления. В начальный момент времени сопротивление статора равно 0,04 Ом, в момент времени $t = 3$ с сопротивление статора скачкообразно изменяется до 0,058 Ом. Исследование проведено при отключенном адаптере потокосцепления. Из осцилограмм видно, что ошибка определения скорости не превышает 6 рад/с, а время переходного процесса не более 1 с. Адаптер определяет сопротивление без статической ошибки.

На рис. 3, б представлены осцилограммы скорости ротора, наблюдаемой скорости и ошибки скорости, а также сигналы с выхода адаптера потокосцепления. В начальный момент времени потокосцепление равно 0,091 Вб, в момент времени $t = 3$ с потокосцепление скачкообразно изменяется до 0,066 Вб. При этом адаптер сопротивления не включен. Ошибка определения скорости не превышает 7 рад/с, а время переходного процесса не более 0,2 с. Ошибка определения потокосцепления практически равна нулю.

Заключение

В данной статье разработан наблюдатель скорости СДПМ с адаптерами сопротивления статора и потокосцепления ротора с учетом корректирующей матрицы в уравнении наблюдателя. Найдены компоненты корректирующей матрицы с использованием критерия Сильвестра для адап-



б)

Рис. 3. Осциллографмы скорости ротора, оценки скорости, ошибки скорости, оценки сопротивления статора и оценки потокосцепления ротора

теров сопротивления статора и потокосцепления ротора. Проведено моделирование разработанного наблюдателя в составе векторной системы управления СДПМ. Моделирование показало высокую точность и быстродействие разработанных адаптеров, а также высокую рабочесть разработанного наблюдателя при изменении сопротивления и потокосцепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Khreis H., Deflorio A., Schmuelling B.** A novel online PMSM parameter identification method for electric and hybrid electric vehicles based on cluster technique // IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC) 2015. P. 41—47.
2. **Serpi A., Deiana F., Gatto G., Marongiu I.** Performance analysis of PMSM for High-Speed Flywheel Energy Storage Systems in Electric and Hybrid Electric Vehicles // IEEE International Electric Vehicle Conference (IEVC) 2014. P. 1—8.
3. **Ma Xiao-jun, Zeng Qing-han, Yuan Dong, Wei Shu-guang.** Speed tracking of PMSM drive for hybrid electric vehicle based on LADRC // IEEE Conference and Expo Transportation Electrification Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific) 2014. P. 1—4.
4. **Soares J. R., Sá T., Araújo A. S., Carvalho A. S.** A new FPGA based PMSM torque controller for hybrid and electric vehicles powertrain // World Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27) 2013. P. 1—12.
5. **Yi-Fan Zhao, Fu-Wu Yan, Chang-Qing Du.** Fast start-up control method of PMSM based on incremental photoelectric encoder // IET International Conference on Information Science and Control Engineering 2012 (ICISCE 2012). P. 1—4.
6. **Wekhande S., Agarwal V.** High-resolution absolute position Vernier shaft encoder suitable for high-performance PMSM servo drives // IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. — 2006. — Vol. 55. — Is. 1. — P. 357—364.
7. **Xie Yue, D. Mahinda Vilathgamuwa, King-Jet Tseng.** Observer-Based Robust Adaptive of PMSM With Initial Rotor Position Uncertainty // IEEE Trans. Ind. Applic. — May/June 2003. — Vol. 39. No. 3. P. 645—656.
8. **Corley M. J., Lorenz R. D.** Rotor position and velocity estimation for permanent magnet synchronous machine at standstill and high speed // IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. — 1996. — Vol. 1. — P. 36—41.
9. **Lim K. W., Low K. S., Rahman M. F.** A position observer for permanent magnet synchronous motor drive // International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation, IECON'94. Bologna, Italy. — 1994. — Vol. 2. — P. 1004—1008.
10. **Speed-sensorless control for permanent magnet synchronous motor using MRAS method with reduced order observer / E. S. Park, K. J. Joo, I. G. Kim, H. W. Lee, J. Lee** // 18th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS) 2015. P. 814 — 817.
11. **Hinkkanen M., Tuovinen T., Harnefors L., Luomi J.** A reduced-order position observer with stator-resistance adaptation for PMSM drives // IEEE International Symposium on Industrial Electronics 2010. P. 3071—3076.
12. **Comanescu M., Batzel T. D.** Reduced order observers for rotor position estimation of nonsalient PMSM // IEEE International Electric Machines and Drives Conference 2009. P. 1346—1351.
13. **Bozorgi A. M., Farasat M., Jafarishiadeh S.** Improved Model Predictive Current Control of Permanent Magnet Synchronous Machines with Fuzzy Based Duty Cycle Control // IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE 2016). Proceedings 7855191.
14. **Kyoung-Gu Lee, June-Seok Lee, Kyo-Beum Lee.** SPMSP sensorless control for wide speed range using full-order flux observer // Proceedings of the IEEE International Conference on Industrial Technology.
15. **Comanescu M.** Sensorless rotor position estimation of PMSM by full-order and sliding mode EMF observers with speed estimate", International Journal of Vehicle Autonomous Systems. 11(2—3).
16. **Tuovinen T., Hinkkanen M., Harnefors L., Luomi J.** Comparison of a Reduced-Order Observer and a Full-Order Observer for Sensorless Synchronous Motor Drives // IEEE Transactions on Industry Applications. — November/December 2012. — Vol. 48. — No. 6.
17. **He Zhongxiang, Zhu Lei, Jia Zhiqiang, Zhang Rui.** Rotor position estimation based on modified sliding mode observer for sensorless permanent magnet synchronous motor // IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific). — 2017. — P. 1—6.
18. **Hamouda O. B., Khedher A.** PMSM under IOLC introducing a sliding mode position and speed observer // International Conference on Green Energy Conversion Systems (GECS) 2017. P. 1—6.
19. **Risfendra, Ying-Shieh Kung, Liang-Chiao Huang.** Design and digital hardware implementation of a sensorless controller for PMSM drives using LF signal injection and EKF // International Conference on Applied System Innovation (ICASI) 2017. P. 1281—1284.
20. **Study of sensorless control algorithms for a permanent magnet synchronous motor vector control drive / R. A. Walambe, V. A. Joshi, A. A. Apte, Ja. P. Kolhe, A. Deshpande** // International Conference on Industrial Instrumentation and Control (ICIC) 2015. P. 423—428.

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, СамГТУ, г. Самара, **В. И. Строганов**, д-р техн. наук, МАДИ, г. Москва,
В. В. Дебелов, канд. техн. наук, НАМИ, г. Москва, **С. В. Петровский**, канд. техн. наук,
СамГТУ, г. Самара
E-mail: kap_wp@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЕМКИХ НАКОПИТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

В работе представлены результаты разработки и реализации математических моделей энергоемких накопителей автомобильной комбинированной энергоустановки автомобилей.

Ключевые слова: автомобильестроение, электромобиль, автомобиль с комбинированной энергоустановкой.

The paper presents the results of the development and implementation of mathematical models of energy-intensive drives of an automotive combined power plant.

Keywords: motor industry, electric car, hybrid.

Широкий диапазон изменения разрядного тока является характерной особенностью работы тяговых аккумуляторных батарей (ТАБ), устанавливаемых на электромобилях (ЭМБ) и автомобилях с комбинированной энергоустановкой (АКЭУ), что обусловлено влиянием режимов нагрузки, определяемых многофакторностью и вероятностным характером воздействия внешней среды [1—3].

Решение проблемы повышения эффективности ЭМБ и АКЭУ напрямую связано с повышением эффективности комплекса ТАБ устанавливаемых на рассматриваемые АТС. Эффективность ТАБ зависит от целого набора выходных параметров определяющих эксплуатационные требования, а также зависит от комплекса конструкторско-технологических характеристик заложенных в устройство при проектировании и реализованных в производстве, который образует группу входных параметров. Понятно, что определение связи между группами входных и выходных параметров для сложного технического устройства в современных условиях должно быть проведено с учетом требований рациональности соответствующего исследовательского процесса. Реализация требований рациональности возможна при использовании современных методов моделирования ТАБ. Наиболее широкое распространение в решении задачи математического моделирования ТАБ получила формула Пейкерта [4]:

$$I_p^n t_p = C, \quad (1)$$

где n — показатель степени и постоянная C находятся опытным путем для каждого типа батареи; I_p , t_p — ток и время разряда, или

$$Q = CI_p^{1-n}, \quad (2)$$

здесь Q — емкость ТАБ, отданная при разряде током $I_p = \text{const}$.

Если ток разряда I_{p1} непостоянный, то емкость Q_1 рассчитывается по измененной формуле Пейкерта: $Q_1 = Q(I_p/I_{p1})^{n-1}$.

Емкость батареи при разных периодах разряда определяется по формуле:

$$Q_1 = Q(t_{p1}/t_p)^m,$$

где $m = 1 - 1/n$.

Наиболее общий вид для всех основных типов АКБ у формулы остаточной емкости при разряде средними и малыми токами:

$$Q = (Q_{\text{ном}}/B)(t_{p\text{ном}}/t_p)^m, \quad (3)$$

где B — константа, определяемая экспериментально.

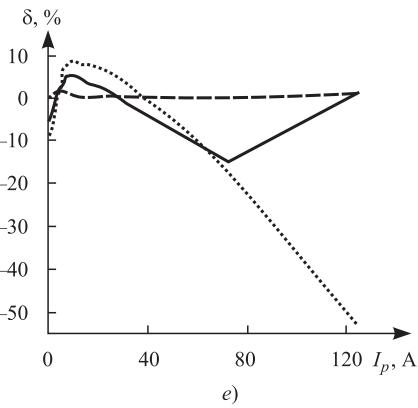
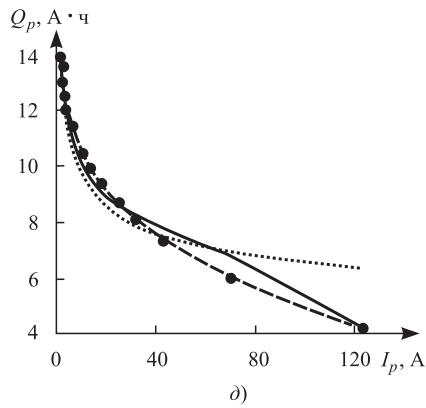
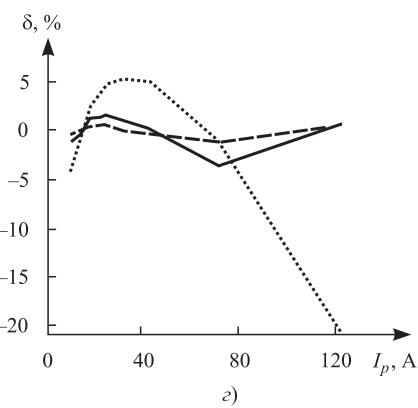
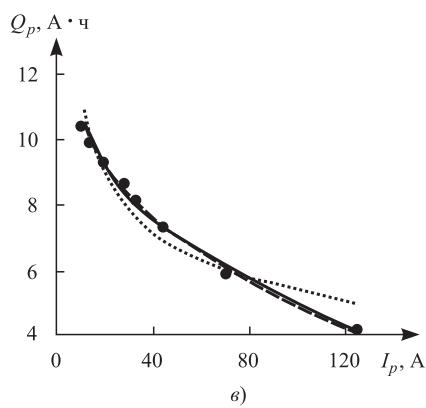
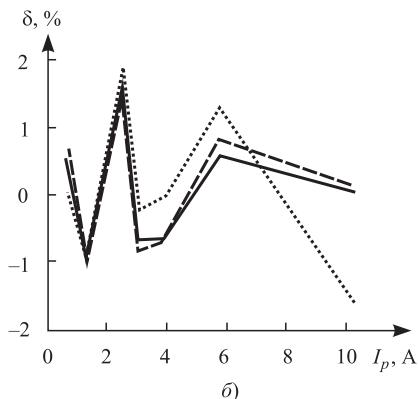
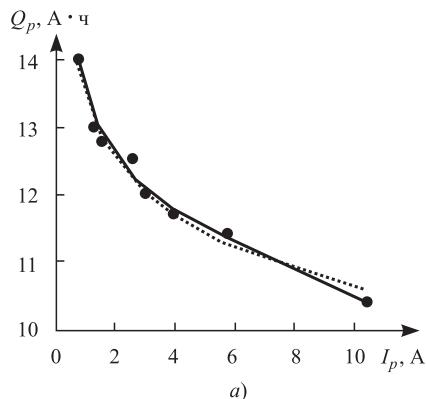
Для различных значений токов разряда емкость можно пересчитать по выражению:

$$Q = (Q_{\text{ном}}/B)(I_p/I_{p\text{ном}})^{n-1}. \quad (4)$$

При малых значениях временных интервалов разряда и больших токах:

$$Q = \left(\frac{Q_{\text{ном}}}{B} \right) \left[\left(\frac{t_p}{t_{p\text{ном}}} \right)^\alpha - \frac{2Q_{\text{ном}} E_a}{t_{p\text{ном}} I_k (E_{\text{ТАБ}} - U_{kp})} \right]^\beta, \quad (5)$$

где E_a — ЭДС ТАБ; $I_k = E_a/R_a$ — ток к.з.; R_a — собственное сопротивление батареи; U_{kp} — напряжение в конце цикла разрядки; B , α , β — константы.



Характеристики разряда ТАБ "Оптима" и погрешности их аппроксимации при различных токах разряда

Выражение (5) для тока разрядки I_p имеет вид:

$$Q = \left(\frac{Q_{\text{ном}}}{B} \right) \left[\left(\frac{I_p}{I_{p\text{ном}}} \right)^\alpha - \frac{2Q_{\text{ном}}E_a}{t_{p\text{ном}}I_k(E_a - U_{\text{кр}})} \right]^\beta. \quad (6)$$

На основании (6) предлагается математическая модель разрядных характеристик аккумуляторных батарей для различных токов разрядки:

$$Q = \frac{I_p}{A} \left[\left(\frac{I_p}{I_{p\text{ном}}} \right)^\alpha - B \right]^\beta. \quad (7)$$

Математическая модель (7) адекватна для свинцовых, литий-ионных и никель-металл-гидридных аккумуляторных батарей. Для определения адекватности предложенных математических моделей проведен анализ на примере разрядной кривой свинцово-кислотной ТАБ "Оптима" (фирма Optima, США). Исследования проводились для малых и средних токов разряда — от 0,7 до 10,4 А и рабочих токов диапазона — от 13,2 до 123,9 А.

Полученные результаты моделирования имеют несущественные отличия от реальных характеристик. В связи с этим можно сделать ряд выводов:

- для малых токов разряда относительные погрешности трех моделей отличаются незначительно (рисунок, а, б), поэтому целесообразно пользоваться формулой Пейкера;
- для средних и больших токов наилучшие результаты обеспечивает предложенная модель (7) (рис. в, г), а при разряде токами всего диапазона — от минимального до тока к.з. (рис. д, е), относительная погрешность аппроксимации по модели (7) не превышает 1,15 %.

Предложенные модели разрядных характеристик могут быть использованы для расчета массогабаритных параметров как для ЭМБ или АКЭУ в целом, так и для выбора ТАБ и комплекса силового электрооборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Аналитическое моделирование тяговой системы электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой / В. И. Строганов, В. Н. Козловский, А. Г. Сорокин, Л. Н. Ми��тахова // Вестник Казанского технологического университета. — 2014. — № 7. — С. 107–113.
2. Математическое моделирование основных процессов электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой / В. И. Строганов, В. Н. Козловский, А. Г. Сорокин, Л. Н. Ми��тахова // Вестник Казанского технологического университета. — 2014. — № 7. — С. 129–133.
3. Строганов В. И., Козловский В. Н. Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства: монография. — М.: МАДИ, 2014. — 304 с.
4. Peukert W. Über die Abhngigkeit der Kapazitt von der Entladestromstrke bei Bleiakkumulatoren, Elektrotechnische Zeitschrift 20.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.113

В. А. Ким, д-р техн. наук, профессор, И. С. Сазонов, д-р техн. наук, профессор,
С. Ю. Билык, аспирант, Ки Йонг Чой, аспирант, Белорусско-Российский университет,
г. Могилев, Республика Беларусь
E-mail: bru@bru.by

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЖЕНИЕМ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА СИЛОВОМ АНАЛИЗЕ

В статье дано обоснование эффективности алгоритмов управления торможением колесных машин на основе измерения и анализа сил в контакте колес с опорной поверхностью. Изложены методы получения первичной информации — моменты (силы), фактически реализуемые колесами в контакте с опорной поверхностью. На основе анализа результатов экспериментальных исследований установлен критерий формирования сигналов управления исполнительными механизмами колесных тормозов при экстренных торможениях колесных машин — идентификация отрицательного знака производной от тормозного момента (сил) по времени, характеризующего скольжение контакта колеса относительно его опорной поверхности.

Ключевые слова: алгоритм управления, критерий формирования сигналов управления, источники информации, идентификация отрицательных знаков производной от сил (моментов) по времени, силы, фактически реализуемые в контакте колес с опорной поверхностью.

The paper substantiates the effectiveness of braking control algorithms for wheeled vehicles on the basis of measurement and analysis of forces in the wheel — road contact. Methods for obtaining primary information are described: i.e. the torque (forces) actually generated by wheels in the contact with the road surface. Based on the analysis of the results of experimental studies, the criterion for control signal formation by actuating mechanisms of wheel brakes in the case of emergency braking of wheeled vehicles is established: the identification of the negative sign of the derivative of the braking torque (force) with respect to time characterizing the wheel slip contact relative to the road surface.

Keywords: Control algorithm, criterion of formation of control signals, sources of information, identification of negative signs derived from forces (moments) in time, forces actually realized in contact of wheels with a support surface.

По истечении многих лет с момента создания антиблокировочных систем (АБС, ABS) и противобуксовочных систем (ПБС, ASR) прошло более 100 лет. Однако их алгоритмы практически не претерпели значительных изменений. Источниками первичной информации систем ABS/ASR (комбинированные системы) все еще являются угловые скорости и ускорения вращения колес и масс машин (кинематические параметры). На основе анализа кинематических параметров осуществляется оценка состояния сцеплений колес с опорной поверхностью путем косвенных расчетов — определение относительных скольжений контактов колес, коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью, а более сложные алгоритмы осуществляют определение сил в контакте колес.

Системы управления движением автомобилей продолжают совершенствоваться. Создаются

новые системы, система стабилизации движением автомобилей (ESP), которые также основаны на измерении и анализе кинематических параметров. Совершенствование систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС) идет по пути наращивания числа информационных каналов. Число датчиков для измерения кинематических параметров увеличивается, что в свою очередь ведет к усложнению алгоритмов управления, и тем самым повышая их стоимость.

На основе измерения ускорений поступательного и вращательного движений масс автомобиля, используя метод Даламбера, алгоритмы управления производят расчеты по определению сил F и моментов M , фактически реализуемых колесами в контакте с опорной поверхностью. Целью расчетов является идентификация условий сцепления колес с опорной поверхностью автомобиля

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

(асфальтобетон, снежный, ледяной покров и т. п.), т. е. определение сил в контакте колес с опорной поверхностью. Методы расчета сил (моментов) в контакте колес с опорной поверхностью основаны на известных законах классической механики — уравнении поступательного движения (закон Ньютона для поступательного движения) и закон Эйлера для вращательного движения:

$$\begin{cases} ma = \sum F; \\ J\ddot{\varepsilon} = \sum M, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса тела, кг; J — момент инерции тела, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; a — ускорение поступательного движения, $\text{м}/\text{с}$; ε — угловое ускорение вращающейся массы, с^{-2} ; F — результирующая сила, приложенная к телу, Н; M — результирующий момент, приложенный к колесам или оству автомобиле, Н·м.

Без исключения все алгоритмы САБ АТС основаны на известной диаграмме (рис. 1). Диаграмма дает качественную картину изменений коэффициентов сцеплений в продольном и в поперечном направлении осей колеса в зависимости от коэффициента относительного скольжения контакта колеса [7, 8 и др.].

Диаграммы, представленные на рис. 1, *a*, косвенно подтверждают, что коэффициент тре-

ния между поверхностями контактируемых тел, при отсутствии их относительного скольжения, больше чем при возникновении относительного скольжения поверхностей трения. Многие авторы по-разному интерпретируют понятие коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью. Полагают, что существует взаимосвязь между коэффициентами сцеплений колеса с опорной поверхностью в продольном $\varphi_{\text{сц}}^x$ и боковом направлениях $\varphi_{\text{сц}}^y$ [7].

Все исследователи единодушны в том, что максимальные значения коэффициентов сцеплений колеса с опорной поверхностью можно определить по формулам (при отсутствии скольжения контакта колеса относительно его опорной поверхности):

$$\varphi_{\text{сц}}^x = \frac{F_k}{N_k}; \quad \varphi_{\text{сц}}^y = \frac{R_b}{N_k}, \quad (2)$$

где F_k — сила в контакте колеса с опорной поверхностью, возникающая в тяговом и в тормозном режимах качения колеса; R_b — боковая реакция опорной поверхности колеса; N_k — нормальная реакция опорной поверхности колеса.

Необходимо отметить, что до сих пор исследователями не установлена функциональная связь между коэффициентами сцеплений в продольном

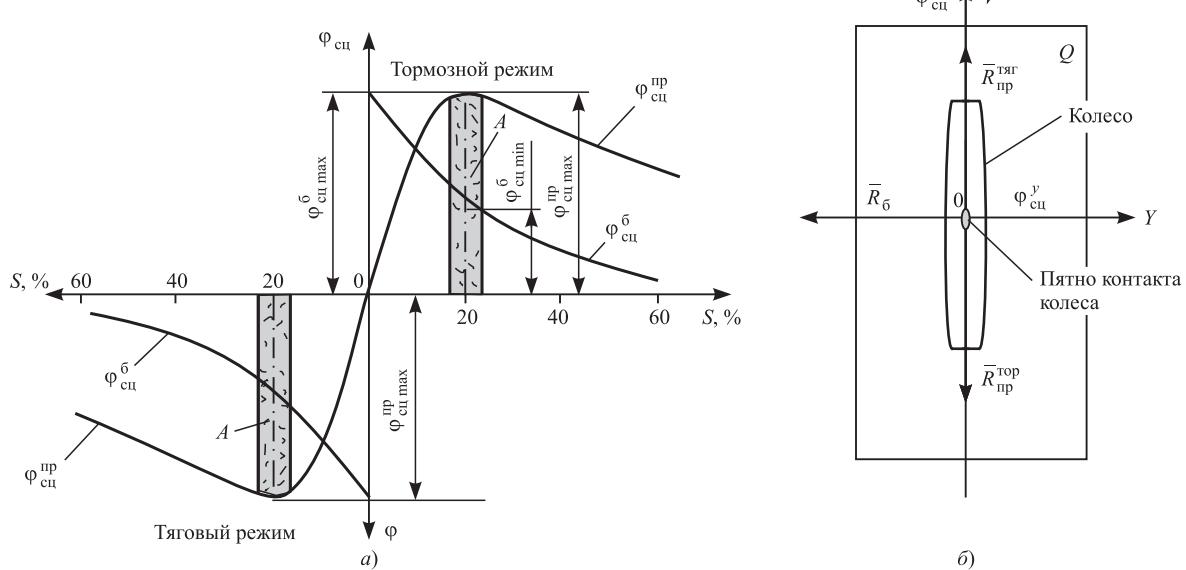


Рис. 1. Изменение коэффициентов сцеплений колеса в зависимости от коэффициента относительного скольжения его контакта в продольном направлении (тормозной, тяговый режим):

а — изменение коэффициентов сцеплений колес в зависимости от коэффициента относительного скольжения контакта колеса в тормозном и в тяговом режимах качения; *б* — направление сил, приложенных в точке пятна контакта колеса с опорной поверхностью; *A* — диапазон регулирования

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

и поперечном направлениях. Такая функциональная связь была бы весьма полезной при проведении теоретических и практических расчетов, позволяющих оценить устойчивость движения колесных машин. В современных системах управления движением колесных машин для формирования сигналов управления исполнительными механизмами автомобилей (тормоза, двигатель, коробка передач и т. п.) задаются пороговыми значениями угловых скоростей, ускорений колес или задаются диапазоном изменения коэффициента относительного скольжения колеса "A" (рис. 1, а). В то же время условия сцепления колес и режимы движения автомобиля постоянно изменяются, поэтому алгоритмы формирования сигналов управления по заведомо заданным пороговым значениям кинематических параметров имеют существенные недостатки, что в последующем сказывается на качестве управления. Поэтому путь совершенствования алгоритмов управления САБ АТС видится в использовании более информативных источников — прямое измерение и анализ сил в контакте колес с опорной поверхностью, а не методом их косвенных расчетов.

Приведем другие примеры, свидетельствующие о необходимости совершенствования существующих алгоритмов ABS/ASR. Как известно, алгоритм ABS является ядром всех алгоритмов современных систем активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС). Все алгоритмы производят расчеты и анализируют коэффициенты относительного скольжения контактов колес по формуле:

$$S_{ki} = \frac{V - \omega_i r_{dki}}{V} \cdot 100 \%, \quad (3)$$

где ω_i — угловые скорости вращения колес автомобиля (автопоезда), с^{-1} ; r_{dki} — динамические радиусы качения колес, м; V — скорость поступательного движения остова машины, м/с.

Известно, что динамический радиус качения колеса r_{dki} и нормальная реакция опорной поверхности колес N_k постоянно изменяются при движении автомобиля, а скорость поступательного движения машины, рассчитанная путем опроса угловых скоростей вращения всех колес машины ω_i , представляет собой усредненный показатель.

Формирование сигналов управления тормозами колесных машин осуществляют путем идентификации заведомо заданной области

относительного скольжения колеса "A". Однако колеса автомобиля могут вращаться, а скорость его поступательного движения может быть равна нулю, $V = 0$. Например, при низком коэффициенте сцепления колес с опорной поверхностью может происходить полное буксование ведущих колес, автомобиль стоит на месте (опорная поверхность — лед), т. е. скорость поступательного движения машины равна нулю, а угловые скорости колес не равны нулю.

Алгоритмы существующих ABS все еще определяют скорость автомобиля на основе измерения угловых скоростей вращения колес, и с этим связано качество их функционирования. Так, коэффициент относительного скольжения контакта колеса S_{ki} измеряется десятыми долями единицы, поэтому погрешность расчета скорости поступательного движения остова колесной машины, производимая путем опроса угловых скоростей вращения колес машины, имеющих разные значения, могут иметь существенные погрешности, и тем самым снижает качество функционирования САБ АТС.

Наглядное представление о силах, действующих в контакте колес с опорной поверхностью, представлено на рис. 1, б.

Колесо совершает качение по плоскости Q . Силы в контакте колеса с плоскостью качения приложены в точке пятна контакта колеса "O" и направлены вдоль осей X и Y . Коэффициенты сцеплений в направлении осей X и Y обозначены: $\varphi_{\text{сц}}^y$, $\varphi_{\text{сц}}^x$ (рис. 1, б). Из рис. 1, а следует, что увеличение силы в продольном направлении влечет за собой уменьшение силы в боковом направлении колеса, и это является причиной потери устойчивости движения автомобиля при экстренных торможениях. Подобная закономерность изменений сил в контакте колеса происходит и в тяговом режиме его качения.

Главной задачей создания САБ АТС на силовом анализе является установление критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами.

Для достижения поставленной цели в работе решаются две основные задачи: 1 — разработка метода, позволяющего создание устройств измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью и в узлах связи между звеньями колесной машины; 2 — установление критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами, необходимых для создания алгоритмов управления движением колесных машин.

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Теоретическое обоснование метода измерения тормозных сил (моментов) в контакте тормозящих колес с опорной поверхностью и их практическая реализация в колесных тормозах

Прежде всего дадим теоретическое обоснование возможности создания устройства, позволяющего прямое измерение сил (моментов), фактически реализуемых колесом в контакте с опорной поверхностью при торможении автомобиля. Более подробно способ измерения тормозного момента изложен в работах [1, 8].

Для пояснения способа измерения тормозного момента рассмотрим схему колесного барабанного тормоза и силы, действующие на его элементы (рис. 2). Здесь 1 — тормозящее колесо; 2 — разжимное устройство колодок тормоза (гидроцилиндр, разжимной кулак и т. п.); 3 — тормозные колодки; 4 — суппорт (тормозной щит); 5 — опора тормозных колодок (опорная пластина); 6 — элементы крепления тормозного щита; *C* — опорная поверхность колеса 1 (поверхность дороги); 7 — тормозной барабан, скрепленный с колесом 1; *A*, *B* — точки контакта колодок тормоза 3 с опорной пластиной 5; \bar{Q}_A , \bar{Q}_B — векторы равнодействующих сил, действующие на поверхности тормозных наладок 3, создающие тормозной момент *M*; \bar{N} — нормальная реакция опорной поверхности колеса 1; ω — угловая скорость колеса перед началом его торможения; *T* — тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью; $r_{\text{дк}}$ — динамический радиус качения колеса; *M* — тормозной момент, создаваемый тормозом; R_A , R_B — реакции в опорах колодок; ΔR — разность силы, характеризующей догрузку-разгрузку опорной пластины тормоза при возникновении тормозного момента *M*.

Для пояснения сущности предлагаемого метода измерения сил в контакте колес с опорной поверхностью положим, что колесо 1 поднято относительно опорной поверхности *C*. Водитель нажимает на педаль привода колесного тормоза 2. Разжимное устройство тормоза 2 вращает колодки 3 относительно точек опор "A" и "B", находящихся на опорной пластине 5. Колодки тормоза прижимаются к тормозному барабану 7, который жестко связан с тормозящим колесом 1. В результате в точках опоры колодок "A" и "B" возникают реакции \bar{R}_A и \bar{R}_B . Полагаем, что тормозной механизм симметричен. Тогда модули сил $|R_A| = |R_B|$. Заметим, что мы рассматриваем ситуацию, когда колеса машины не контактируют с поверхностью "*C*" (колесо поднято).

Положим, что в том же поднятом состоянии колеса к нему приложен момент *M*, стремящийся повернуть колесо в направлении прикладываемого момента *M* (рис. 2). При этом изменяются модули сил $|R_A|$ и $|R_B|$ в точках опоры "A" и "B" опорной пластины 5. При приложении момента *M* реакции $|R_A|$ и $|R_B|$ не равны между собой. В направлении приложения момента к колесу сила в точке опоры "A" будет больше силы в опоре "B", т. е. $|R_A| > |R_B|$. Величина разности этих сил $\Delta R = R_A - R_B$ зависит от момента *M*, прикладываемого к колесу.

Вернемся к рассмотрению качения колеса по плоскости "*C*" при торможении. При срабатывании тормозного привода колодки тормоза 3 прижимаются к тормозному барабану 7. Результирующие силы давления колодок на поверхность барабана создают силы трения. Кроме того, в контакте колеса с опорной поверхностью возникает реакция связи. В результате возникает пара сил (формируемый момент). При возникновении момента трения в тормозе создается момент от силы сцепления *T* в контакте колеса с опорной поверхностью "*C*", который направлен противоположно моменту *M* (реализуемый момент). Тормозная сила в контакте колеса с опорной поверхностью равна:

$$T = N \varphi_{\text{сц}},$$

где *N* — нормальная реакция опорной поверхности колеса; $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

Момент, создаваемый силой *T* в контакте колеса с опорной поверхностью при торможении

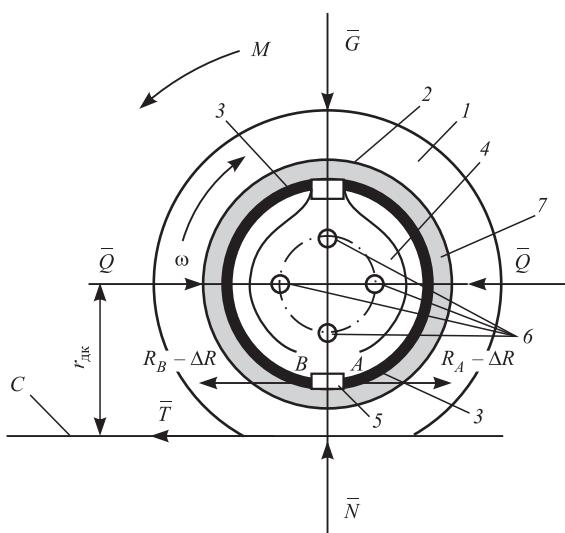


Рис. 2. Схема тормозящего колеса и силы, действующие на него и на элементы колесного тормоза

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

колеса (момент по условиям сцепления колес с опорной поверхностью), равен:

$$M_{\text{сц}} = Tr_{\text{дк}} = N\varphi_{\text{сц}}r_{\text{дк}}.$$

Момент $M_{\text{сц}}$ ограничен коэффициентом сцепления $\varphi_{\text{сц}}$ и нормальной реакцией N , поэтому формируемый в колесном тормозе момент M не должен превышать момент по сцеплению $M_{\text{сц}}$ ($M < M_{\text{сц}}$). В противном случае происходит скольжение контакта колеса относительно опорной поверхности (юз колеса). При скольжении контакта колеса наблюдается уменьшение коэффициентов сцеплений $\varphi_{\text{сц}}^y$, $\varphi_{\text{сц}}^x$ (рис. 1, а). Причем наибольшую опасность для устойчивости движения машины представляет падение коэффициента сцепления в боковом направлении $\varphi_{\text{сц}}^y$. Резкий спад коэффициента сцепления $\varphi_{\text{сц}}^y$ приводит к заносу автомобиля, что чаще всего и наблюдается при экстренных торможениях автомобиля. Поэтому алгоритмы ABS при идентификации блокировки колеса ($\omega_k = 0$) формируют сигнал разблокировки тормозящего колеса путем снятия с колеса тормозного момента M .

Следовательно, разность сил $\Delta R = R_A - R_B$ в опорах колодок тормоза "A" и "B" пропорциональна тормозному моменту, возникающему при взаимодействии колеса с опорной поверхностью.

Отметим, что разность сил в опорах колодок $\Delta R = R_A - R_B$ на асфальтобетонной поверхности будет больше, чем на льду. Таким образом, идентификацию сил взаимодействия колеса с опорной поверхностью можно осуществить путем установки датчиков измерения сил в опорах колодок барабанного тормоза "A" и "B".

Для проведения эксперимента нами были спроектированы и изготовлены макетные образцы индукционных датчиков, которые размещались в опорах колодок барабанного тормоза ВАЗ-2108 (рис. 3, а, б).

На рис. 3: а) бесконтактный индукционный датчик для устройства измерения моментов



Рис. 3. Индукционные датчики измерения реализуемых колесами тормозных моментов и их производных по времени:

а — бесконтактный; б — контактный

в барабанных и дисковых тормозах; б) контактный индукционный датчик для устройства измерения моментов в барабанных и дисковых тормозах.

На рис. 4 и 5 представлены устройства измерения тормозных моментов, включающие электронные датчики, размещенных в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108.



Рис. 4. Размещение датчиков измерения сил в опорах колодок барабанного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:

1 — датчики, включенные в опору колодок барабанного тормоза ВАЗ-2108



Рис. 5. Поворотные оси колодок барабанного тормоза автомобиля МАЗ-544018-320-030, включающие датчиками измерения тормозного момента (силы) в контакте колес с опорной поверхностью:

1 — поворотные оси колодок барабанного тормоза, включающие датчиками измерения сил

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

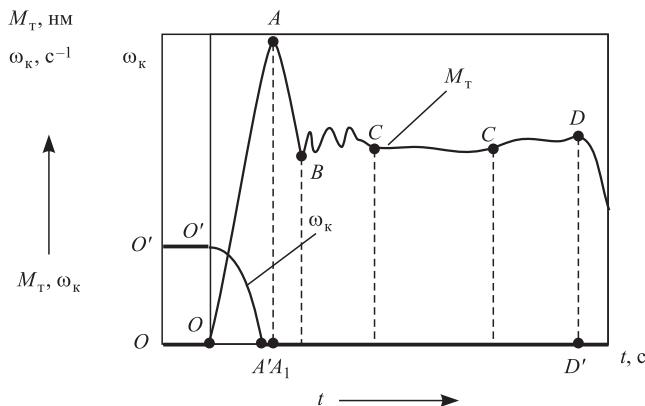


Рис. 6. Осциллограмма изменения тормозного момента (силы) в барабанном тормозе заднего правого колеса автомобиля ВАЗ-2108 при экстренном торможении (опорная поверхность — мокрый асфальт, скорость перед началом торможения 60 км/ч):

M_T — тормозной момент; ω_k — угловая скорость тормозящего колеса (угловая скорость начала торможения, $\omega = 37 \text{ с}^{-1}$)

На рис. 5 представлен передний барабанный тормоз тягача МАЗ-544018-320-030. Электронные датчики измерения сил при торможении размещены на поворотных осях 1 тормозных колодок.

На рис. 6 и 7 представлены осциллограммы изменения $\Delta R = |\bar{R}_A| - |\bar{R}_B|$, пропорциональные тормозным моментам, полученные при экстренном торможении легкового автомобиля ВАЗ-2108 и седельного тягача МАЗ-544018-320-030.

Для теоретического обоснования метода измерения тормозного момента в дисковом тормозе рассмотрим схему, представленную на рис. 8.

При срабатывании дискового тормоза, если к колесу 2 не приложен тормозной момент, момент трения между диском 1 и колодкой тормоза 5 от-

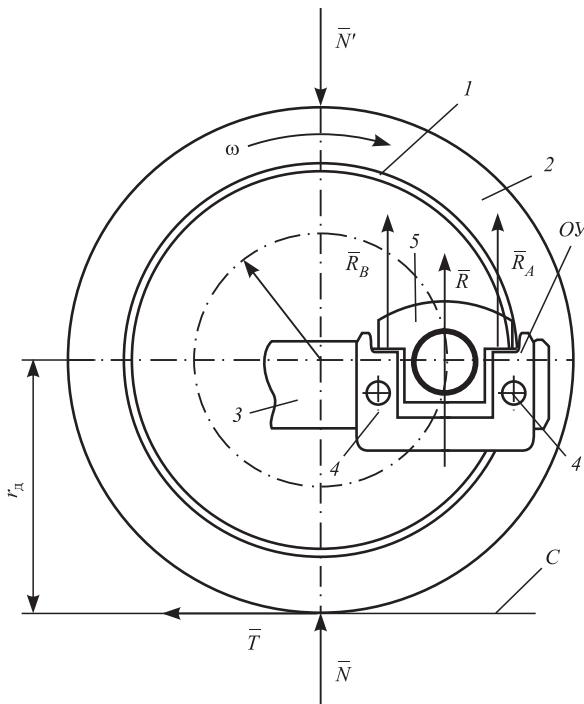


Рис. 8. Схема сил, действующих на элементы дискового тормоза:

1 — тормозной диск; 2 — колесо; 3 — суппорт дискового тормоза; 4 — болты крепления суппорта тормоза; 5 — подвижный суппорт дискового тормоза; 6 — тормозные накладки; 7 — тормозной цилиндр; С — опорная плоскость колеса

существует. При этом реакция в опоре колодки тормоза в точках "A" и "B" равна нулю, $|\bar{R}_A| = |\bar{R}_B| = 0$.

Если к колесу 1 приложить момент в направлении вращения ω (рис. 9), то в опоре "A" возникает реакция $|\bar{R}_A| \neq 0$, которая будет пропорциональная моменту, прикладываемому к колесу.

Для измерения силы давления колодки 5 на опору "A" дискового тормоза был спроектирован индукционный датчик, который устанавливался на суппорте дискового тормоза.

На рис. 9 представлено устройство измерения тормозного момента в дисковом тормозе автомобиля ВАЗ-2108.

Результаты натурных испытаний устройств измерения тормозных моментов в барабанном и в дисковом тормозах автомобиля ВАЗ-2108 представлены на рис. 10.

Осциллограммы изменения тормозных моментов при служебном торможении автомобиля ВАЗ-2108 представлены на рис. 11.

Из рис. 11 видно, что при служебном торможении тормозные моменты не претерпевают резкого спада, т. е. производные от тормозных моментов не имеют отрицательных знаков производных по

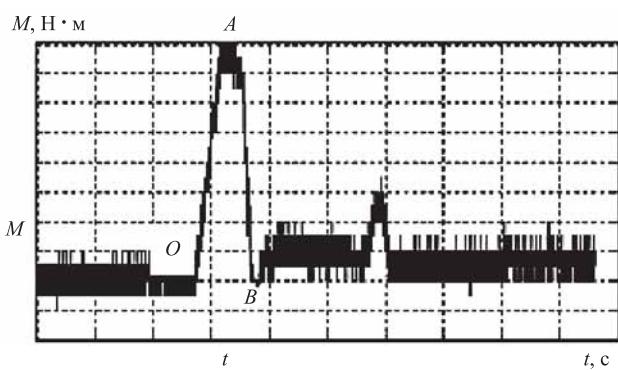


Рис. 7. Осциллограмма изменения тормозного момента (силы) в барабанном тормозе переднего правого колеса тягача МАЗ-544018-320-030 при экстренном торможении (скорость начала торможения 40 км/ч, опорная поверхность — снежный покров, торможение без АБС)

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

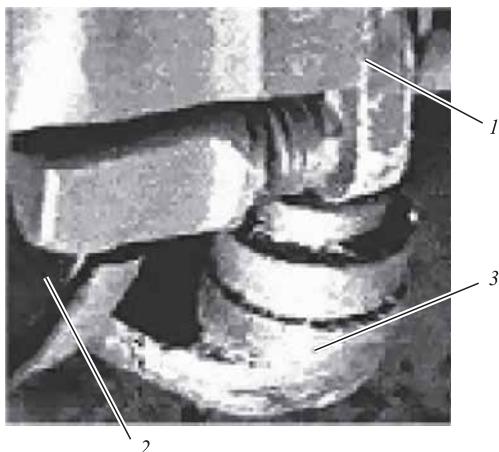


Рис. 9. Устройство измерения тормозного момента дискового тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2108:

1 — диск тормоза; 2 — опора тормозных колодок; 3 — суппорт индукционного датчика

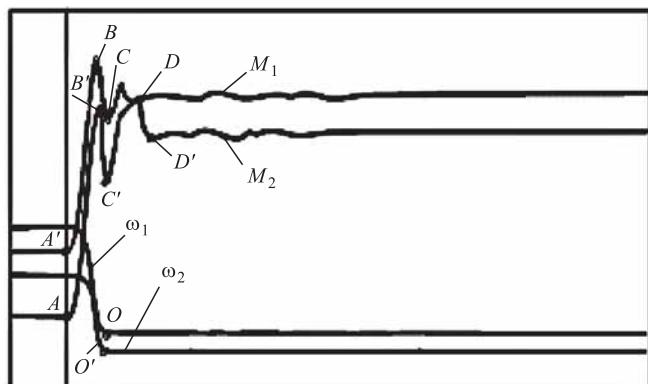


Рис. 10. Осциллограмма изменения тормозных моментов и угловых скоростей вращения колес при экстренном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (скорость перед началом торможения 60 км/ч, опорная поверхность — мокрый асфальт):

M_1, M_2 — тормозные моменты на колесах передней (дисковый тормоз) и задней осей (барабанный тормоз); ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения колес передней и задней осей

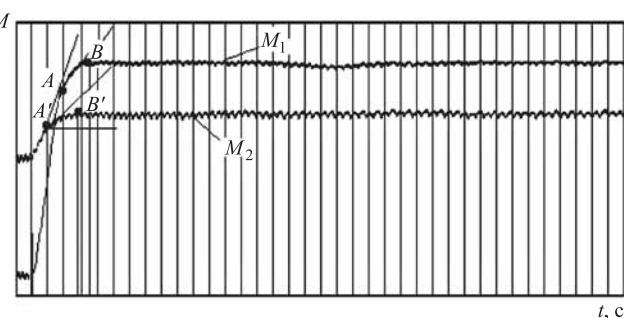


Рис. 11. Осциллограммы изменения тормозных моментов при служебном торможении автомобиля ВАЗ-2108 (скорость автомобиля 60 км/ч, мокрый асфальт, торможение без блокировок колес):

M_1 — момент на переднем колесе с дисковым тормозом; M_2 — момент на заднем колесе с барабанным тормозом

времени. Производные от моментов по времени в точках B и B' равны нулю: $\frac{dM_B}{dt} = \frac{dM_{B'}}{dt} = 0$ означают достижение максимума моментов.

Анализ результатов испытаний устройств измерения тормозных моментов, обоснование критерия формирования сигналов управления торможением автомобиля

Из анализа результатов натурных испытаний устройств измерения тормозных моментов (см. рис. 6, 7, 10), установленных в барабанном и дисковом тормозах легкового автомобиля ВАЗ-2108 и тягача МАЗ-544018-320-030, установлено, что тормозные моменты имеют характерные особенности их изменений при экстренных торможениях автомобилей. Например, на участке изменения момента $M(\Delta R)$ от точки "O" до его максимального значения в точке "B" производная от $\frac{dM}{dt} > 0$. В последующем, после достижения максимума (точка "B") происходит спад тормозного момента, характеризуемый отрицательным знаком производной, $\frac{dM}{dt} < 0$.

При служебном торможении автомобиля отрицательный знак производной от момента по времени отсутствует (см. рис. 11).

Анализ результатов измерения тормозных моментов при экстренных торможениях легкового и грузового автомобилей установлено, что при блокировке колеса происходит спад тормозного момента, характеризующийся отрицательным знаком производной от момента по времени.

Следовательно, критерием идентификации скольжения контакта колеса относительно опорной поверхности является отрицательный знак производной от тормозного момента по времени, т. е. $\frac{dM}{dt} = \frac{d\Delta R}{dt} < 0$. Данный критерий положен нами в основу создания алгоритма ABS на силовом анализе.

Алгоритм управления торможением автомобиля, основанный на измерении и анализе тормозных моментов, реализуемых колесами машины с опорной поверхностью, более подробно изложен в работах [Ким].

Для опробования алгоритма управления торможением, основанного на идентификации отрицательного знака производной от тормозного момента по времени, нами был разработан и испытан четырехканальный электронный блок

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

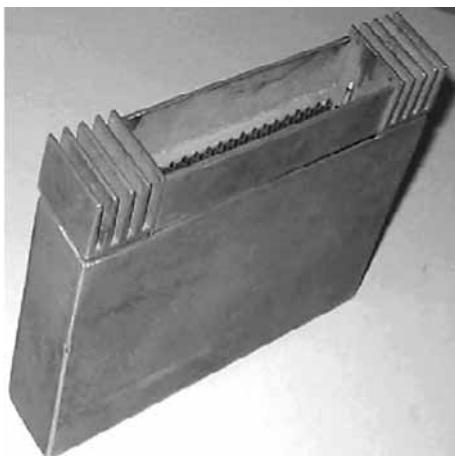


Рис. 12. Электронный блок управления ABS на основе измерения и анализа тормозных моментов с индивидуальным регулированием каждого колеса (IR) автомобиля ВАЗ-2108

управления торможением каждого колеса (IR) легкового автомобиля ВАЗ-2108 (рис. 12). Современная электронная база позволяет существенно уменьшить габаритные размеры блока управления, а также повысить эффективность его функционирования.

Электронный блок управления осуществлял индивидуальное регулирование торможением каждого колеса (IR) автомобиля ВАЗ-2108.

На рис. 13 приведены осциллограммы изменений тормозных моментов на колесах автомобиля ВАЗ-2108 при торможении с АБС, основанного на идентификации отрицательных знаков производных от тормозных моментов по времени ($\frac{dM}{dt} < 0$).

В качестве исполнительного механизма при проведении испытаний АБС на силовом анализе

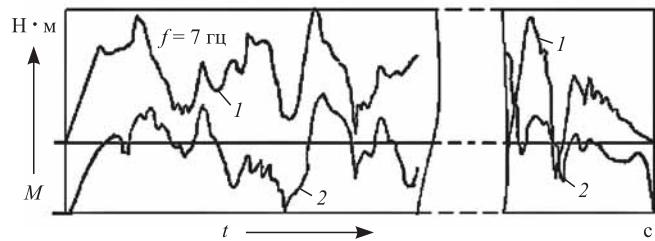


Рис. 13. Осциллограмма изменений тормозных моментов в колесных тормозах автомобиля ВАЗ-2108 при экстренном торможении с АБС (скорость начала торможения 80 км/ч, частота срабатывания электромагнитного клапана модулятора БОШ-2 $f = 7$ Гц, дорога — уплотненный снежный покров):

1 — тормозной момент дискового тормоза; 2 — тормозной момент барабанного тормоза

был использован модулятор BOSCH-2. Частота срабатывания электромагнитных клапанов модулятора составляла не более 7 Гц.

Результаты испытаний АБС на силовом анализе показали, что алгоритм управления однозначно идентифицировал состояние скольжения колес относительно опорной поверхности при экстренных торможениях автомобиля ВАЗ-2108. Сигнал управления гидромодулятором формировался на коротком интервале времени (0,08 с). Результатами анализа процесса управлением торможением автомобиля ВАЗ-2108 установлено, что для повышения качества управления экстренным торможением автомобиля требуется модулятор с высокой частотой срабатывания электромагнитных клапанов (20...30 Гц).

Эффективность алгоритма управления на основе анализа тормозных моментов, фактически реализуемых колесами автомобиля с опорной поверхностью, объясняется еще и тем, что система управления на силовом анализе использует производные более высокого порядка, чем существующие АБС. Предлагаемая автоматическая система управления торможением автомобиля обладает более высоким порядком производных. Производная от силы (момента) по времени пропорциональна третьей производной от кинематического параметра по времени.

Выходы

1. Теоретическое обоснование методов измерения тормозного момента, фактически реализуемых колесами в контакте с опорной поверхностью для барабанных и дисковых колесных тормозов, позволили создать и испытать макетные образцы устройств измерения тормозных моментов для барабанных и дисковых тормозов легкового и грузового автомобилей.

2. Результаты натурных испытаний макетных образцов устройств измерения тормозных моментов, включенных в тормозные механизмы грузового автомобиля МАЗ-544018-320-030 и легкового автомобиля ВАЗ-2108, подтвердили возможность их практической реализации в штатных конструкциях барабанных и дисковых тормозах.

3. Результаты анализа измерения тормозных моментов в барабанных и дисковых тормозах показали, что изменения тормозных моментов при экстренных торможениях колесных машин подчиняются регулярной закономерности их изменений, заключающейся в том, что скольже-

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

ние контактов колес сопровождается возникновением отрицательных знаков производных от тормозных моментов по времени.

4. Алгоритм АБС, основанный на идентификации отрицательных знаков производных от тормозных моментов, позволит создание эффективных систем управления торможением колесных машин, адаптивных к характеристикам сигналов управления, формируемым водителем, и изменяющимся характеристикам опорной поверхности.

5. Испытания макетного образца АБС на автомобилях ВАЗ-2108 и МАЗ-544018-320-030, основанного на идентификации отрицательного знака производной от сил в контакте колес с опорной поверхностью по времени, подтвердили эффективность алгоритма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ким В. А.** Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе анализа сил. — Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. — 347 с.
2. **Сазонов И. С.** Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин. — Минск: БГПА, 2001. — 185 с.

3. **Пат. 2125517 РФ, МКУ⁶ В 60 К 41/00.** Способ регулирования режимами движения мобильных машин / В. А. Ким и др.; заявитель патентообладатель Партасенок Станислав Николаевич. Заявл. 25.09.97; Опубл. 27.01.99. Бюл. № 3. — 28 с.
4. **Пат. 2187436 РФ, МПК В 60 К 41/00.** Способ управления движением полноприводных колесных машин / И. С. Сазонов; заявитель и патентообладатель Могил. гос. техн. ун-т. Заявл. 13.01.2000; опубл. 20.08.02, БИ № 23. — 24 с.
5. **Новый принцип формирования** сигналов управления торможением АТС / В. А. Ким и др. // Автомобильная промышленность. — 1999. — № 6. — С. 19—22.
6. **Пат. 2103191 (RU), МКИ⁶ В 60 Т 8/52.** Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства / В. П. Лобах, Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. № 96119735/11; Заявлено 27.09.96; Опубл. 27.01.98, Бюл. № 3. — 4 с.
7. **Пат. 2125517 (RU), МКИ⁶ В 60 К 41/00, В 60 Т 1/02.** Способ регулирования режимов движения мобильных машин / В. А. Ким № 97119963/28; Заявлено 03.12.97; Опубл. 27.01.99, Бюл. № 3. — 18 с.
8. **Пат. 2131365 (RU), МКИ⁶ В 60 Т 8/52, G 01 L 5/28.** Устройство измерения тормозного момента / Г. В. Бочкарев, В. А. Ким, Ф. А. Ким, В. С. Портасенок, Р. И. Фурунжиев. № 97109779/28; Заявлено 13.06.97; Опубл. 10.06.99, Бюл. № 16. — 6 с.

**ИЗДАТЕЛЬСТВО
"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"
принимает подписку на журнал
"ГРУЗОВИК"
ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА
на 2018 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

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 620.1; 621.91: 658.56

О. В. Жедь, канд. техн. наук, доцент, В. В. Копылов, канд. техн. наук, доцент,

Российский университет дружбы народов (РУДН)

E-mail: zhed_ov@pfur.ru

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ВТУЛОК В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СИЛ ЗАЖИМА В САМОЦЕНТРИРУЮЩЕМ ПАТРОНЕ

Исследуется методом фотомеханики напряженно-деформированное состояние (НДС) втулок, у которых искажена форма отверстия на этапе чистовой обработки вследствие упругих деформаций от сил зажима кулачками самоцентрирующего патрона. При посадке таких втулок на базовую деталь (например, шейку вала) с натягом возникает неравномерное давление на контуре ее отверстия. По этой причине формируется предварительное неравномерное давление в контакте шейка вала — отверстие втулки, что может привести к искажению формы ее наружного контура и, как следствие, создавать условие для ее неравномерного износа.

Ключевые слова: втулка, кольцо, фотомеханика, точность формы отверстия, натяг, предварительное неравномерное НДС.

Examined by the method of photomechanics, the stress-deformed state (SDS) of the bushings, in which the shape of the hole is distorted during the finishing stage, due to elastic deformations from the clamping forces of the cams of the self-centering cartridge. When these bushings are placed on the base part (for example, the shaft neck) with interference, there is an uneven pressure on the contour of its hole. For this reason, a preliminary uneven pressure is created in the contact between the shaft neck and the sleeve opening, which can lead to distortion of the shape of its outer contour and, consequently, create a condition for its uneven wear.

Keywords: bushing, ring, photomechanics, hole shape accuracy, interference, preliminary uneven VAT.

В практике проектирования изделий машиностроения для решения возникающих проблем в условиях моделирования математическими методами на помощь часто привлекают физическое моделирование. Например, широко применяется метод фотомеханики [1] — экспериментальный метод исследования напряжений на прозрачных моделях, изготовленных из оптически чувствительного материала (ОЧМ). В работе исследуется НДС на плоских кольцеобразных моделях из ОЧМ методом фотомеханики, являющихся поперечным сечением втулки. Из технической литературы известно влияние усилия зажима заготовки-втулки на погрешность обработки [2, 3]. Силы зажима таких деталей в приспособлениях вызывают упругие деформации, которые приводят к погрешности ее формы (рис. 1).

Кольцеобразная модель является поперечным сечением втулки, на которую не оказывают влияние искажения ее формы вдоль оси отверстия вследствие незначительной ее толщины; то есть модель преобразуется в плоскую и задача о ее НДС решается

как плоская задача фотомеханики. В процессе закрепления втулки в самоцентрирующем патроне происходит ее упругая деформация. При этом в местах *A* контакта кулачков радиус заготовки уменьшается по сравнению с исходным состоянием с одновременным увеличением радиуса ее контура. На участках *B* радиус заготовки увеличивается в сравнении с исходным контуром (пунктирная линия) и одновременно уменьшается

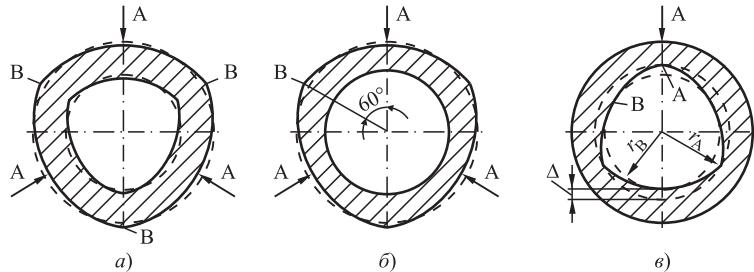


Рис. 1. Схема возникновения погрешности формы отверстия тонкостенной втулки:

a — упругая деформация втулки при закреплении в трехкулачковом патроне; б — форма контура отверстия после расточки; в — форма контура отверстия после раскрепления втулки [2]

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

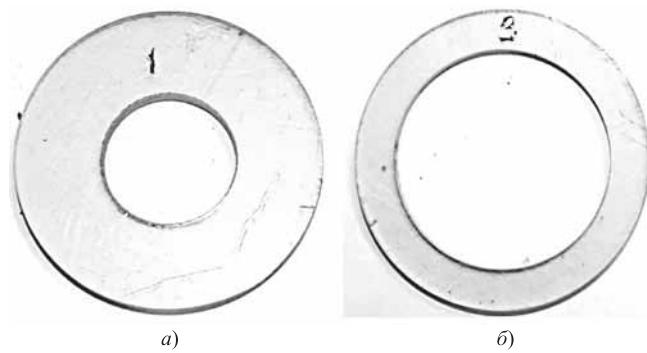


Рис. 2. Модели исследованных колец:

a — $D_{\text{отв}} = 20 \text{ мм}$; *b* — $D_{\text{отв}} = 34 \text{ мм}$

ее радиус. Погрешность геометрической формы обрабатываемого отверстия втулки $\Delta = r_A - r_B$ определяется разностью наибольшего r_A и наименьшего r_B радиусов (рис. 1, *в*). Погрешность Δ формы отверстия при ее закреплении в кулачковых патронах значительна и зависит от числа кулачков. Так, по данным работы профессора В. С. Корсакова [3] при увеличении числа зажимных кулачков погрешность геометрической формы втулки заметно уменьшается. Например, если погрешность геометрической формы тонкостенной втулки после обработки с зажимом в двух кулачках принять за 100 %, то при зажиме в трех кулачках она составит 21 %, в четырех кулачках — 8 %, в шести кулачках — 2 %. К сожалению, в работе [2] нет четкого определения нежесткой тонкостенной втулки или кольца и не приводятся геометрические параметры таких втулок.

По этой причине были выполнены эксперименты по нагружению кольцеобразных моделей, выделенных из заготовки-втулки (рис. 2), по схемам 2-, 3- и 6-кулачкового патрона, отличающихся между собой жесткостями и приложенными точечными силами зажима, которые обеспечивали постоянство момента сил трения для всех вариантов. Цель этих экспериментов — выявление искажения формы отверстия от сил зажима и последующее влияние этих искажений на характер предварительного напряженного состояния после сборки их

с натягом на базовую деталь. Всего исследовалось четыре варианта колец с различными диаметрами отверстия. Внешний диаметр всех исследованных колец составлял $D_{\text{вн}} = 46,5 \text{ мм}$, а диаметр отверстия $D_{\text{отв}}$ моделей колец варьировался от 20 мм (модель № 1) до 38 мм (модель № 4). В работе приводятся результаты физического эксперимента для модели № 1 с $D_{\text{отв}} = 20 \text{ мм}$ и для модели № 3 с $D_{\text{отв}} = 34 \text{ мм}$, что обеспечивало различные их жесткости. Будем считать выражение

$$k_j^i = \frac{D_{\text{вн}} - D_{\text{отв}}}{D_{\text{вн}}}$$

коэффициентом жесткости кольца, который в безразмерном виде характеризует соотношение активного сечения кольца в радиальном направлении к его внешнему диаметру.

Кольцо $D_{\text{отв}}$ считаем жестким в сравнении с кольцом $D_{\text{отв}}$. По геометрическим данным коэффициент жесткости для модели № 1 составляет $k_j^i = 0,57$, а модели № 3 $k_j^i = 0,27$. Приведем фотографии физического эксперимента с круговой поляризацией света нагруженной модели № 1, снятые при зажиме в вариантах 2-, 3- и 6-кулачкового зажимного интегрального патрона (рис. 3), на которых модель центрируется по силовому признаку вручную. По условиям решаемой задачи геометрическое самоцентрирование не

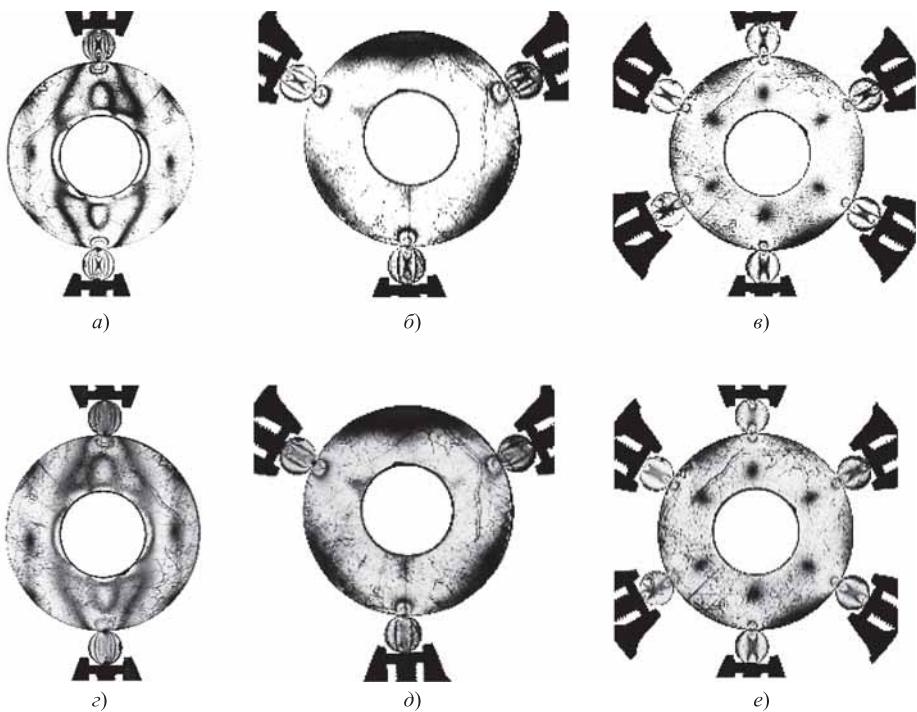


Рис. 3. Фотограммы модели кольца № 1 в трех вариантах 2-, 3- и 6-кулачкового интегрального патрона с центрированием по силовому признаку вручную: *a, b, c* — в монохроматическом свете ртутной лампы; *d, e* — в белом свете

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

имеет значения, так как в ходе эксперимента обработка отверстия не выполняется и требование по концентричности ее к базовой поверхности не требуется.

Силовое центрирование выполняется на приспособлении по методике, изложенной в работе [4]. Интегральный патрон с направленными независимыми друг от друга зажимами может настраиваться на варианты от двух до 18 кулачков (рис. 4). Усилие зажима от каждого кулачка при его перемещении передается исследуемой модели через оптический дисковый динамометр, порядок полосы в центре которого равен величине приложенной силы. По данным тарировки ОЧМ модели установлено, что одна полоса в центре дискового динамометра соответствует зажимной силе $P_3 = 60$ Н (6 кгс). В каждом варианте патрона суммарная сила зажима составляла 360 Н или 36 кгс. В связи с этим для варианта двухкулачкового патрона каждый диск нагружался до трех полос, для трехкулачкового патрона до двух полос и для шестикулачкового патрона по одной полосе в каждом тарировочном диске. Таким образом соблюдалось условие постоянства момента сил трения от сил зажима, что обеспечивалось постоянной суммарной силой зажима кольца. Это легко проверить по черно-белым фотограммам, посчитав порядки полос в центре дисковых динамометров. В каждом варианте суммарное число полос в дисках составляет 6. Значительно нарушен контур отверстия в варианте двухкулачкового патрона;



Рис. 4. Интегральный патрон с кольцом и дисковыми оптическими динамометрами на ППУ-7

суммарный ход НДС растянутых и сжатых участков составляет $n = 4$ полосы. Для вариантов 3- и 6-кулачкового патрона определить ход НДС на контуре отверстия модели № 1 достаточно сложно ввиду их незначительной величины, которые по существу деформируют контур, но при этом ввиду сравнительно равномерной деформации не искажают значительно его форму. Обработку таких фотограмм предпочтительно вести на координатно-синхронном поляриметре, где можно выявить значение порядка полосы в сотую долю.

В выполненных экспериментах такой возможности для обработки не было, да и не было необходимости в столь точном установлении порядка полос на контуре жесткой модели кольца № 1. Но в любом случае очевидно, что для жестких втулок и колец нет проблемы с формой отверстия от сил зажима, которые присущи тонкостенным нежестким втулкам и кольцам.

По этой причине перейдем к рассмотрению физического эксперимента с моделью № 3, которую по геометрическим данным считаем нежесткой из рассматриваемого набора колец. Сначала рассмотрим эксперименты с моделью № 3 для интегрального 2- и 3-кулачкового патрона и сравним результаты обработки полученных фотограмм.

Эти эксперименты выполнялись в два этапа. На первом этапе предварительно настраивались на лабораторном полярископе силы зажима кольца по показаниям оптических динамометров. Затем комплект монтировался на несущей патрон рамке в поле светового потока плоско-поляризационной установки (ППУ-7, рис. 4) и выполнялось окончательное нагружение модели № 3 вручную силами зажима по показаниям полос в центре каждого оптического динамометра. Эта настройка осуществлялась в потоке монохроматического света, поляризованного по кругу ртутной лампы. Затем кольца фотографировались в двух вариантах светового потока в монохроматическом и белом. Перед построением эпюр контурных напряжений отверстия модели фотограммы расшифровывались. Лучше всего этот этап обработки выполнить по цветным фотограммам. Цель этой обработки — выявление нулевых точек и изотропных зон всей модели кольца. Приведем цветные фотограммы эксперимента, на которых представлена методика их расшифровки (рис. 5).

Располагая информацией о положении нулевых точек на контуре отверстия кольца, переходим к построению эпюр контурных напряжений для каждого варианта патрона. Обращаемся к черно-белым фотограммам модели № 3 (рис. 6)

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

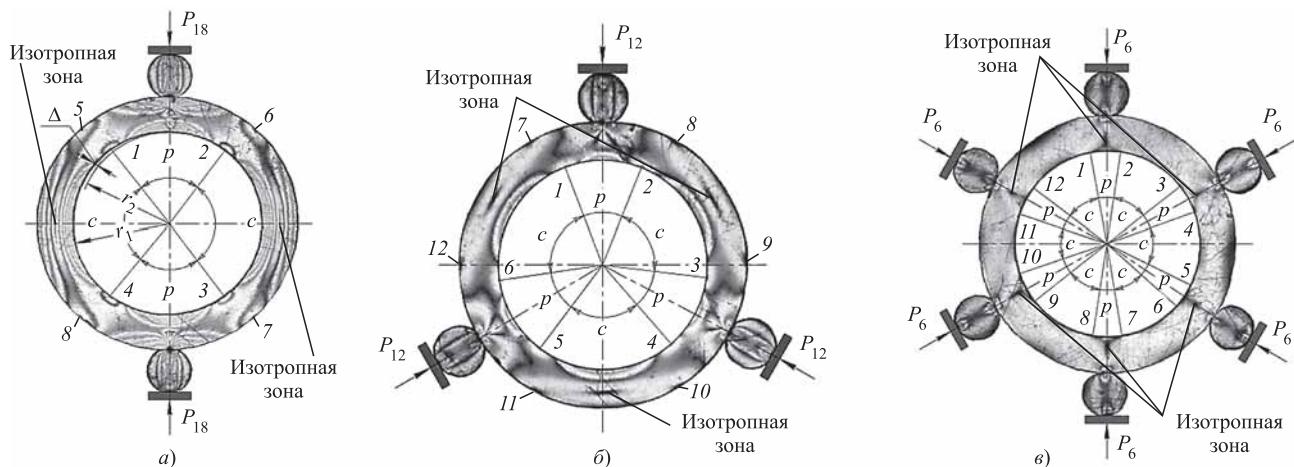


Рис. 5. Методика расшифровки нулевых точек и изотропных зон модели № 3:

*a, б, в — варианты патронов; 1—12 — нулевые точки; *p*, *c* — участки растянутых и сжатых волокон отверстия соответственно; P_{18} , P_{12} , P_6 — силы зажима, кгс*

и выявляем на них положение нулевых точек, от которых идет отсчет полос. С учетом смены знака напряжений на контуре отверстия в нулевых точках строим участки эпюры контурных напряжений с одинаковым знаком на одной стороне базового контура и, соответственно, с противоположным знаком напряжений на другой стороне контура отверстия. Контур отверстия принят за нулевой уровень ординат эпюры напряжений, которая строится в масштабе полос. Важно обеспечить равновеликие масштабы эпюр в процессе их графического изображения. Это облегчит в дальнейшем сравнение полученных результатов по различным вариантам схем приложения сил зажима.

Анализ визуализированных эпюр контурных напряжений, построенных в одинаковом масштабе полос, свидетельствует об их значительном отличии и позволяет утверждать, что наиболее напряженный контур отверстия в варианте двухкулачкового патрона будет и наиболее деформированным. Для удобства анализа этих вариантов не только на качественном, но и количественном уровне развернем кольцевые эпюры на плоскость. Изобразим их совмещенными на сетке в едином масштабе полос (рис. 7, *a*) и в до-

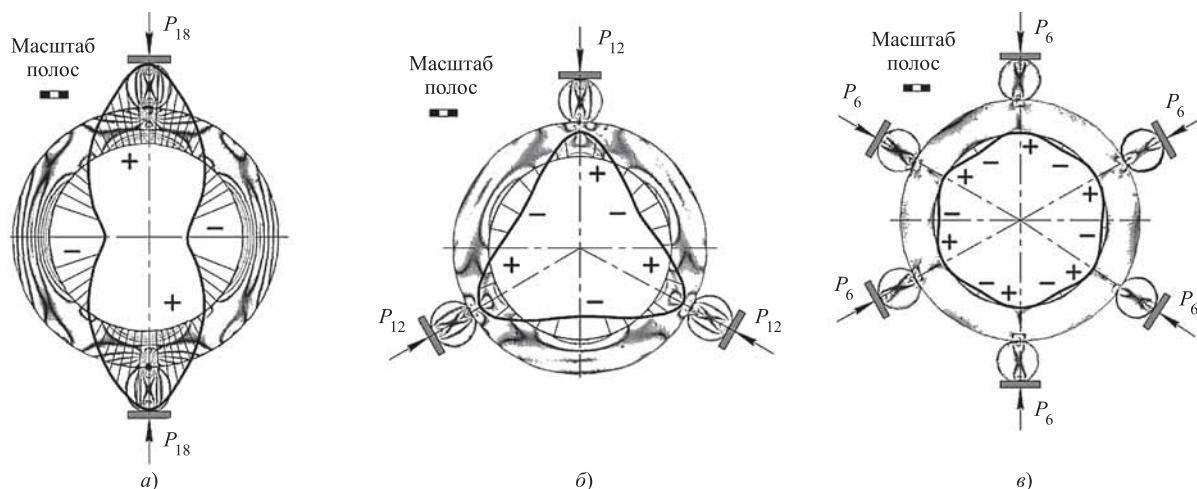


Рис. 6. Эпюры контурных напряжений отверстия $\sigma_{\text{конт}}$ в полосах для трех схем зажима модели № 3:

а — 2-кулачковый патрон; б — 3-кулачковый патрон; в — 6-кулачковый патрон; символы (+, -) соответственно растянутые и сжатые участки контура отверстия; P_{18} , P_{12} , P_6 — силы зажима, кгс

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

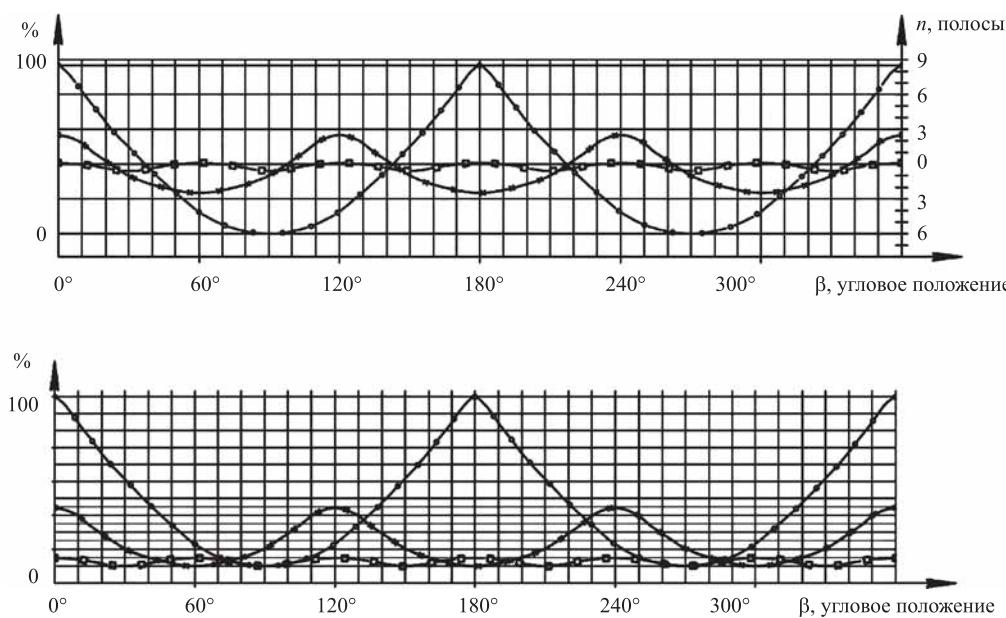


Рис. 7. Развертка эпюров контурных напряжений по вариантам схем зажима модели № 3:
а — совмещенные эпюры на контуре отверстия в масштабе полос; б — совмещенные эпюры в левом масштабе (%); 1 — 2-кулачковый патрон; 2 — 3-кулачковый патрон; 3 — 6-кулачковый патрон

левом масштабе в процентах (рис. 7, б), приняв для варианта рис. 6, а суммарную радиальную амплитуду контурных напряжений за 100 %. Варианты эпюр для 3- и 6-кулачкового патрона разместим на этом же графике с отсчетом их амплитуд от нулевой ординаты в соответствии с масштабом в %. С учетом того факта, что при зажиме кольца имеют место только упругие деформации, можно утверждать, что качественная и количественная картина напряжений и деформаций будут подобны, что позволит принимать их процентное соотношение как естественные деформации формы отверстия.

График эпюр в долях процентов (рис. 7, б) позволяет визуально выявить и сопоставить диапазон предельных значений контурных напряжений для каждой схемы зажимного интегрального патрона. В связи с тем, что напряжения на контуре отверстия от сил зажима для 2-кулачкового патрона приняты за 100 %, то при зажиме в 3-кулачковом они составили 34 %, в 6-кулачковом — 4,8 %. Полученное в выполненных экспериментах процентное соотношение уровня напряжений на контуре отверстия отличается от данных работ [2, 3]. Это несовпадение объясняется такими факторами, как:

а) не известны геометрические параметры втулок по данным работ [2, 3], что не позволяет выполнить адекватное сравнение с исследуемым кольцом № 3;

б) точность экспериментальных данных в методе фотомеханики для исследуемой модели кольца № 3 можно оценить примерно в 2,5 %. Для жесткой модели № 1 с малым уровнем НДС на контуре отверстия ошибка будет значительно больше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кошеленко А. С., Позняк Г. Г. Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. — М.: Издательский дом "Граница", 2004. — 296 с.
2. Маталин А. А. Технология машиностроения: Учебник. 3-е изд., стер. — СПб.: Издательство "Лань", 2010. — 512 с.
3. Основы технологий машиностроения / Под ред. В. С. Корсакова. — М.: Машиностроение, 1977. 416 с.
4. Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В., Хищова Е. С. Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца, вызванного зажимом в самоцентрирующем патроне на этапах механической обработки // Грузовик. — 2016. — № 2. — С. 19—22.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 625.08

В. И. Баловнев, д-р техн. наук, МАДИ, e-mail: vibalovnev@mail.ru,

Р. Г. Данилов, канд. техн. наук, НАМИ, e-mail: r.danilov@nami.ru,

А. В. Ушков, канд. техн. наук, e-mail: Ushkov.AV@yandex.ru,

Е. В. Ушкова, магистр, МАДИ, e-mail: Acobchenko@mail.ru

ОПТИМАЛЬНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ САМОСВАЛОВ С ДОННОЙ РАЗГРУЗКОЙ НА СТРОИТЕЛЬСТВЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Эффективность дорожного строительства в значительной степени определяется организацией работы транспортного комплекса, доставляющего строительные материалы к месту их использования. Рассмотрены особенности конструкции автосамосвалов с донной разгрузкой и вопросы оптимизации их параметров. Предложены методы определения технических параметров в зависимости от условий эксплуатации. Использование разработанных методов позволяет получить существенный экономический эффект.

Ключевые слова: дорожное строительство, транспортировка дорожно-строительных материалов, автосамосвалы с донной разгрузкой, масса самосвала, оптимизация тягово-энергетических параметров, продолжительность рабочего цикла, энергонасыщенность, производительность автосамосвалов.

The effectiveness of road construction is largely determined by the organization of work of a transport complex carrying construction materials to the place of their use. Considered design features of the dumper with bottom discharge and optimization of their parameters. The proposed methods of determination of technical parameters depending on the operating conditions. The use of the developed methods allows to obtain significant economic effect.

Keywords: road construction, transportation of road construction materials, dump trucks with bottom discharge, weight of the truck, the optimization of traction and power settings, duty cycle, power capacity, capacity of dump trucks.

Снижение транспортных расходов в дорожном строительстве является одним из важных путей повышения эффективности строительного производства. Эффективное использование автосамосвалов с донной разгрузкой — один из основных путей решения этой проблемы.

Автомобильный транспорт является значительной технологической подсистемой строительного производства. Автосамосвалы обеспечивают бесперебойную и непрерывную подачу строительных материалов.

Для скоростного строительства автомобильных дорог одним из определяющих факторов, обеспечивающих существенное ускорение строительства, является использование в технологии строительства специальных автосамосвалов с донной разгрузкой [1]. Кузов полуприцепного автосамосвала с донной разгрузкой (рис. 1) имеет удлиненную форму и соответственно вытянутый по длине полуприцепа разгрузочный люк.

Автосамосвалы с донной разгрузкой производятся в Канаде и США и широко используются в дорожном строительстве. Машины представляют собой полуприцепную или прицепную конструкцию, предназначенную для передвиже-

ния по дорогам общего пользования. Серийное производство полуприцепных автосамосвалов БЦМ-262 (мод. 9538-11) с донной разгрузкой освоено на красногорском предприятии "Бецем".

Загрузка самосвала с донной разгрузкой осуществляется непосредственно на асфальтобетонном заводе. Разгрузка осуществляется гравитационным способом. Открываются донные заслонки и на подготовленном основании перед асфальтоукладчиком формируется слой асфальтобетонной смеси. Управление разгрузкой осуществляется оператором, который идет рядом с машиной и контролирует объем выгружаемого материала. Максимальная масса трехосного полуприцепа, загруженного асфальтобетонной смесью, составляет 35 т. Грузоподъемность полуприцепа — 26 т.

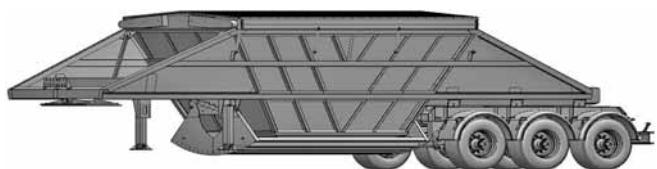


Рис. 1. Полуприцепной автосамосвал с донной разгрузкой

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

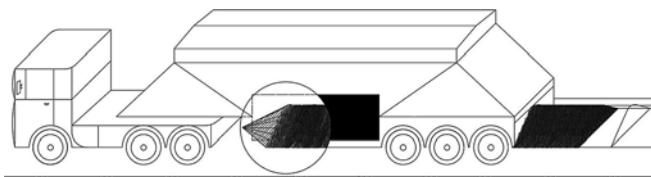


Рис. 2. Разгрузка асфальтобетонной смеси на дорожное покрытие

Донные разгрузочные отверстия имеют, как правило, продольную вытянутую по длине форму кузова. Разгрузка (рис. 2) осуществляется в процессе движения машины со скоростью 4...6 км/ч. Длина разгрузочного вала составляет 150...170 м. Разгрузочный вал имеет форму усеченного конуса (рис. 3). Время разгрузки достигает 1,3...1,5 мин.

Технология с распределением асфальтобетонной смеси в виде продолжительного вала определенного размера поперечного сечения позволяет существенно повысить скорость дорожного строительства. Прежде всего исключаются простой асфальтоукладчиков.

Анализ технологии дорожного строительства и продолжительности цикла каждого агрегата, входящего в технологию, позволяет установить условия эффективной работы для каждого агрегата. Рабочий цикл каждого агрегата должен отвечать условию бесперебойной работы агрегатов:

$$t_n \leq t_{n+1},$$

где t_n — продолжительность операции предыдущей машины или агрегата в системе технологи-

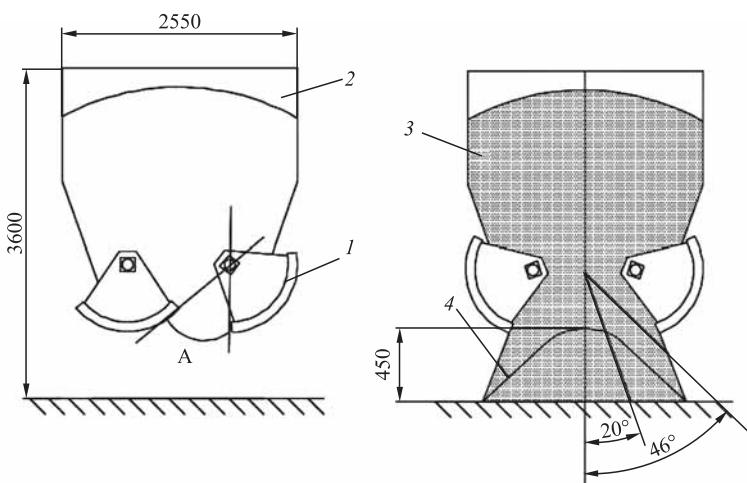


Рис. 3. Схема разгрузки асфальтобетонной смеси из бункера автосамосвала с различным углом открытия заслонки:

1 — заслонка; 2 — бункер автосамосвала; 3 — асфальтобетонная смесь; 4 — валик асфальтобетонной смеси

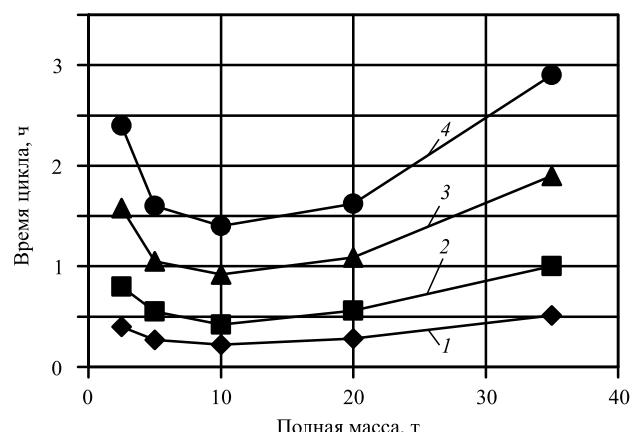


Рис. 4. Продолжительность рабочего цикла автосамосвала в зависимости от полной массы машины и дальности поездки l_p , км:

1 — $l_p = 5$; 2 — $l_p = 10$; 3 — $l_p = 20$; 4 — $l_p = 35$

ческих машин строительства, с; t_{n+1} — продолжительность операции последующей машины или агрегата в системе, с.

Рабочий цикл самосвала с донной разгрузкой условно можно подразделить на 2 этапа. Первый этап включает две операции: транспортировку асфальтобетонной смеси к месту укладки (строительства) и перемещение пустого автосамосвала за новой порцией смеси (холостой ход).

Второй этап — вспомогательные операции. Этап включает две операции: загрузку автосамосвала на асфальтобетонном заводе (рис. 4) и разгрузку через донный люк (см. рис. 3) с формированием валика смеси на подготовленном основании перед асфальтоукладчиком. Операции осуществляются под действием веса асфальтобетонной смеси.

Продолжительность рабочего цикла самосвала с донной разгрузкой определяется выражением:

$$t_{ц} = t_p + t_x + t_{заг} + t_{раз}, \text{ с}, \quad (1)$$

где t_p — продолжительность транспортировки асфальтобетонной смеси к месту укладки, с; t_x — продолжительность операции возвращения машины без груза за новой порцией материала, с; $t_{заг}$ — время загрузки кузова автосамосвала асфальтобетонной смесью, с; $t_{раз}$ — время выгрузки материала из кузова автосамосвала с донной разгрузкой, осуществляется в процессе движения машины и регулируется оператором посредством управления заслонками, с.

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Продолжительность рабочего цикла $t_{\text{ц}}$ или величина четвертой координаты рабочего процесса является важным показателем эффективности работы машины. В ряде работ [2–5] показано, что от продолжительности рабочего цикла машины зависят другие важные показатели эффективности рабочего процесса (производительность, энергоемкость, материалоемкость, себестоимость единицы продукции и получаемая прибыль).

Для получения оптимальных значений технических параметров автосамосвала в зависимости от условий эксплуатации предлагается использовать метод анализа математической модели четвертой координаты рабочего процесса [2, 3]. Математическая модель четвертой координаты рабочего процесса формируется на базе известного соотношения:

$$t_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{N_i}, \text{ с,} \quad (2)$$

где A_i — работа сил сопротивления, преодолеваемых машиной при выполнении i -й операции, Дж; N_i — мощность, которая может быть реализована машиной на выполнение i -й операции, Вт; n — число операций.

Продолжительность операции загрузки осуществляется силами, определяющимися весом асфальтобетонной смеси, находящейся в бункере асфальтобетонного завода (рис. 3). Время загрузки кузова самосвала из бункера под действием собственного веса смеси P находится из выражения:

$$m_{\text{гр}} \frac{d^2x}{dt^2} = P;$$
$$t_{\text{заг}} = \sqrt{\frac{l_6}{0,5gH_6 \left(1 - \frac{f_{ab}}{\tan \alpha_b}\right)}}, \text{ с,} \quad (3)$$

где l_6 — длина стенок бункера, м; H_6 — высота бункера, м; α_b — угол наклона стенок бункера; f_{ab} — коэффициент трения асфальтобетонной смеси по поверхности стенки бункера, $f_{ab} = 0,5...0,6$.

Время опорожнения кузова автосамосвала через донные люки для предварительных расчетов можно получить по формуле:

$$t_{\text{раз}} = \sqrt{\frac{l_{\text{ск}}}{0,5gH_k \left(1 - \frac{f_{ab}}{\tan \alpha_{\text{ск}}}\right)}}, \text{ с,} \quad (4)$$

где $l_{\text{ск}}$ — длина стенок кузова, м; H_k — высота кузова, м; $\alpha_{\text{ск}}$ — угол наклона стенок кузова.

Эффективный процесс загрузки-разгрузки на основании [6] определяется выражением:

$$\tan \alpha_{\text{ск}} > f_{ab}, \text{ откуда } \alpha_{\text{ск}} \geq 30^\circ. \quad (5)$$

Продолжительность операции разгрузки бункера автосамосвала — важный этап работы. Она устанавливается экспериментально и определяется размером валика асфальтобетонной смеси, укладываемого на подготовленное основание дорожного полотна. Время разгрузки кузова объемом 17 м³ (грузоподъемностью 25 т) в валики определенного размера длиной 130...170 м составляет 70...90 с. Для предварительных расчетов время разгрузки следует принимать $t_{\text{раз}} = 90$ с.

Продолжительность рабочего хода автосамосвала при перемещении объема асфальтобетонной смеси к месту укладки определяется по формуле:

$$t_p = \frac{m_{\text{гр}} f_p l_p k_{\text{всп}}}{m_{\text{пл}} \varphi_{\text{сц}} k_{\phi} v_p k_p}, \text{ с.} \quad (6)$$

Продолжительность порожнего движения автосамосвала без асфальтобетонной смеси:

$$t_x = \frac{m_{\text{чн}} g f_x l_x k_{\text{всп}}}{N k_x}, \text{ с.} \quad (7)$$

Продолжительность рабочего цикла определяется выражением:

$$t_{\text{ц}} = \frac{m_{\text{гр}} f_p l_p k_{\text{всп}}}{m_{\text{пл}} \varphi_{\text{сц}} k_{\phi} v_p k_p} + \frac{m_{\text{гр}} f_p l_p k_{\text{всп}}}{m_{\text{пл}} \varphi_{\text{сц}} k_{\phi} v_p k_p} + t_{\text{заг}} + t_{\text{раз}}, \text{ с.} \quad (8)$$

Анализ математической модели продолжительности рабочего цикла автосамосвала (8) показывает, что величина $t_{\text{ц}}$ зависит от полной массы машины. С увеличением полной массы первый член выражения (8) уменьшается, а второй — наоборот увеличивается.

Оптимальное значение полной массы автосамосвала определяется на основании соотношения $dt_{\text{ц}}/dm_{\text{пл}} = 0$ или

$$m_{\text{пл.опт}} = \sqrt{\frac{m_{\text{гр}} N f_p l_p k_x k_{\text{всп}}}{g v_p \varphi_{\text{сц}} j_{\phi} l_x f_x k_p}}. \quad (9)$$

Здесь и ниже приняты следующие обозначения:

l_p — дальность рабочего перемещения полностью загруженного самосвала, м;

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

l_x — дальность холостого перемещения порожнего самосвала, м;

$m_{\text{гр}}$ — масса перемещаемого груза (грузоподъемность самосвала), кг;

$m_{\text{пл}}$ — полная масса самосвала, кг;

$m_{\text{сн}}$ — снаряженная масса самосвала, кг;

N — мощность двигателя, Вт;

g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;

k_3 — безразмерный коэффициент, определяющий продолжительность загрузки кузова самосвала с донной разгрузкой;

k_b — безразмерный коэффициент, определяющий продолжительность выгрузки материала из кузова самосвала с донной разгрузкой;

k_p — аналитическо-экспериментальный безразмерный коэффициент, зависящий от условий эксплуатации при рабочем перемещении,

$$k_p = (1 - f_p \pm i)(1 - \delta)\eta k_{\text{зд.р}},$$

где f_p — коэффициент сопротивления передвижению самосвала с грузом с учетом дополнительных сопротивлений; $f_p = fk_{\text{dc}}$, принимает значение $f_p = 0,02 \dots 0,027$; k_{dc} — коэффициент влияния сопротивления воздуха $k_{\text{dc}} = 1,1 \dots 1,8$; i — уклон местности; δ — коэффициент буксования; η — кпд трансмиссии; $\varphi_{\text{сц}}$ — коэффициент сцепления ведущих колес автосамосвала с грунтом; k_φ — коэффициент распределения веса на ведущие колеса самосвала; $k_{\text{зд.р}}$, $k_{\text{зд.х}}$ — коэффициент загрузки двигателя при рабочем и холостом перемещении соответственно; принимают значения $0,57 \dots 0,8$; l_x — дальность транспортно-холостого перемещения самосвала, м; k_x — аналитическо-экспериментальный безразмерный коэффициент, зависящий от условий эксплуатации при транспортно-холостом перемещении:

$$k_x = (1 - f_x \pm i)(1 - \delta)\eta k_{\text{зд.х}};$$

f_x — коэффициент сопротивления передвижению самосвала в холостом режиме без груза с учетом дополнительных сопротивлений; $f_x = fk_{\text{dc}}$; с учетом большего сопротивления воздуха при движении на большей скорости в холостом режиме принимает значение $f_x = 0,035 \dots 0,05$; $k_{\text{всп}}$ — коэффициент учета простоеов транспорта при движении по городу.

График изменения продолжительности рабочего цикла от полной массы (рис. 4) при расчетной дальности транспортировки груза позволяет сделать вывод, что минимальное значение продолжительности рабочего цикла имеет место при определенной величине полной массы. Оптимальное значение полной массы зависит от дальности транспортировки груза и величины холостого

пробега. При значительных холостых пробегах оптимальное значение полной массы автосамосвала снижается и наоборот масса увеличивается при рабочем движении. С увеличением холостых перемещений масса уменьшается, с увеличением рабочих перемещений — возрастает.

Оптимальная продолжительность рабочего цикла с учетом оптимальной массы определяется на основании (8) и (9):

$$t_{\text{ц.опт}} = \sqrt{k_3 k_b \frac{m_{\text{гр}} g l_p l_x f_p k_x k_{\text{всп}}}{N v_p \Phi_{\text{сц}} k_\varphi k_p k_x}}. \quad (10)$$

Оптимальная грузоподъемность:

$$m_{\text{гр}} = \frac{m_{\text{пл}}^2 g v_p f_x k_p \Phi_{\text{сц}} k_\varphi l_x k_p k_{\text{всп}}}{N f_p k_x l_p k_3}, \text{ кг}. \quad (11)$$

Геометрические размеры кузова самосвала могут быть установлены по величине $m_{\text{ср}}$ на основании зависимости:

$$m_{\text{гр}} = H_k b_k \gamma \left(\frac{H_k}{\sin \alpha_{\text{ск}}} + l_{\text{ц}} \right), \text{ кг}. \quad (12)$$

Рациональный скоростной транспортный режим самосвалов с донной разгрузкой с учетом рабочих и транспортных операций определяется по зависимости:

$$v_p = \frac{m_{\text{гр}} N f_p k_x l_p k_3}{m_{\text{сн}}^2 g \Phi_{\text{сц}} k_\varphi k_p f_x l_x k_b}, \text{ м}/\text{с}. \quad (13)$$

Мощность двигателя:

$$N = \frac{m_{\text{пл}}^2 g v_p f_x k_p \Phi_{\text{сц}} k_\varphi l_x k_p k_{\text{всп}}}{m_{\text{гр}} f_p k_x l_p k_3}, \text{ Вт}. \quad (14)$$

Величина энергонасыщенности определяется зависимостью:

$$\frac{N}{m_{\text{пл}}} = \frac{m_{\text{пл}} g v_p f_x k_p \Phi_{\text{сц}} k_\varphi l_x k_p k_{\text{всп}}}{m_{\text{гр}} f_p k_x l_p k_3}, \text{ Вт}/\text{кг}. \quad (15)$$

Максимальная производительность автосамосвала на основании зависимости $\Pi = m_{\text{гр}}/t_{\text{ц}}$, определяется по формуле:

$$\Pi_{\text{max}} = \frac{1,8}{g} \left(\frac{m_{\text{гр}} N v_p \Phi_{\text{сц}} k_\varphi k_p k_x}{f_p f_x k_3 k_b l_{\text{тр}} l_{\text{тх}} k_3 k_b} \right)^{1/2}, \text{ т}/\text{ч}. \quad (16)$$

Эксплуатационная производительность:

$$\Pi_{\text{э}} = \Pi_{\text{max}} K_{\text{и}} K_{\text{п}}, \text{ т}/\text{ч},$$

где $K_{\text{и}}$ — коэффициент использования машины по времени, принимает значения, $K_{\text{и}} = 0,75 \dots 0,95$;

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

K_{π} — коэффициент использования парка машин, $K_{\pi} = 0,85...0,95$.

Выбор самосвалов осуществляется по оптимальной величине параметров $m_{\text{пл}}$, $m_{\text{тр}}$, N , $N/m_{\text{пл}}$, Π , v_p , приведенных выше. При использовании автосамосвалов с донной разгрузкой необходимо учитывать значения коэффициентов k_3 и $k_{\text{в}}$. Для предварительных расчетов эти коэффициенты близки к единице. Их рациональное значение определяется конструктивными особенностями самосвального кузова. Рассматривается процесс выгрузки материала при отсутствии явления сегрегации.

Автосамосвалы с оптимальными параметрами, рассчитанными по предложенным зависимостям, в соответствующих условиях эксплуатации $I_{\text{тр}}$, $I_{\text{тех}}$ обеспечивают наименьшую продолжительность рабочего цикла, максимальную производительность и наименьшие транспортные расходы. Обеспечивается минимальная себестоимость перевозки единицы груза и наибольшая прибыль.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ушков А. В. Обоснование рациональных параметров автосамосвала с донной разгрузкой и пере-

гружателя асфальтобетонной смеси: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04. — М.: МАДИ, 2017. — 22 с.

2. Баловнев В. И., Данилов Р. Г. Определение тягово-энергетических параметров и выбор автосамосвалов в строительстве // Механизация строительства. — 2013. — № 10. — С. 25–27.
3. Баловнев В. И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: Учеб. пособие. — М.: Техполиграфцентр, 2014. — 392 с.
4. Одноковшовые экскаваторы и землеройно-транспортные машины. Развитие техники. Устройство. Расчет. Выбор: в 2 кн. Кн. 1. Одноковшовые экскаваторы: учебное пособие / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под. общ. ред. В. И. Баловнева. — М., Белгород: Изд-во БГТУ, 2017. — 370 с.
5. Одноковшовые экскаваторы и землеройно-транспортные машины. Развитие техники. Устройство. Расчет. Выбор: в 2 кн. Кн. 2. Землеройно-транспортные машины: учебное пособие / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под. общ. ред. В. И. Баловнева. — М., Белгород: Изд-во БГТУ, 2017. — 386 с.
6. Горячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. — М.: Машиностроение, 1968. — 184 с.

Isuzu из Ульяновска

Рост производства Isuzu в России составил 122 %, количество техники, сошедшей с конвейера в Ульяновске, выросло до 5160 ед. против 2322 годом ранее. На предприятии было произведено 3836 легких шасси серии N (полная масса 3,5...9,5 т), 1086 шасси среднетоннажных шасси серии F (12...18 т) и 238 тяжелых грузовиков категории С и Е (26...33 т). Самыми популярными шасси Isuzu в 2017 г. стали NPR75 (1980 шт., 38 %), NMR85 (926 шт., 18 %), NQR90 (871 шт., 17 %) и FVR34 (744 шт., 14 %).

"Прирост производства грузовиков N-серии составил 133 %, F-серия показала рост на 60 %. Яркая положительная динамика в том числе обусловлена вступлением с 2018 г. новых требований Таможенного союза, в соответствии с которыми вся техника должна соответствовать стандарту Евро 5. Это привело к росту закупок в третьем и четвертом кварталах 2017 г., когда многие крупные клиенты приняли решение о приобретении более дешевой техники Евро 4", — комментирует директор по производству "Исузу Рус" в Ульяновске Павел Головин.

С 2018 г. завод Isuzu в Ульяновске полностью перешел на выпуск автомобилей стандарта Евро 5. "В связи с переходом на Евро 5 мы ожидаем инертность спроса в начале, однако прогнозируем, что он восстановится во втором полугодии. В настоящее время завод работает в двухсменном режиме пять дней в неделю, увеличение смен не планируется", — отмечает Павел Головин.

В 2017 г. для проведения сертификационных испытаний на заводе были собраны прототип легкого шасси NMS85 с колесной формулой 4×4 и опытный образец шасси с газовым двигателем NPR82 (CNG). Старт серийного производства NMS85 планируется в первом квартале 2018 г., пуск в серию NPR82 — в третьем квартале 2018 г. Оба прототипа осенью 2017 г. можно было увидеть на выставке Comtrans.

В рамках сотрудничества с компанией "Симаз" и правительством Ульяновской области завод "Исузу Рус" осуществляет сборку шасси N-серии для производства городских и междугородних автобусов общественного транспорта. Первые образцы успешно прошли сертификацию, в настоящее время начинается серийное производство.

Напомним, что "Исузу Рус" производит в Ульяновске весь модельный ряд автомобильных шасси категорий N, F, C, E полной массой от 3,5 до 33 т. Производство тяжелых грузовиков (30 т и более) было открыто в мае 2017 г.

Пресс-офис АО "Исузу Рус"

ПРАКТИКА

УДК 621.436.001

П. П. Ощепков, канд. техн. наук, доцент, e-mail: opp1967@yandex.ru,

Н. Н. Патрахальцев, д-р техн. наук, профессор, e-mail: patrakhaltsev37@mail.ru,

В. В. Харитонов, канд. техн. наук, инженерная академия Российского университета дружбы народов (РУДН)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ХОЛОДНОГО ПУСКА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Способ ввода легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ) в дизельное топливо перед штатной форсункой с последующим впрыскиванием полученного таким образом смесевого топлива штатной системой обычным порядком, т. е. по принципу внутреннего смесеобразования, обеспечивает повышение эффективности, устойчивости и безопасности холодного пуска дизеля.

Ключевые слова: дизель, пуск дизеля, холодный пуск, устойчивость пуска, альтернативное топливо, легковоспламеняющаяся жидкость, отключение цилиндров.

There presented some results of investigation of diesel cold starting and accelerating in extraordinary conditions. The rising of effectiveness of those regimes is attained by addition of light inflammable liquid into diesel fuel during the engine operation and disconnection some cylinders

Keywords: diesel, starting of diesel, cold starting, steady starting, alternative fuels, light inflammable liquids, disconnection of cylinders.

Пуск двигателя является вспомогательной, но необходимой операцией в любых условиях эксплуатации. Обычно процесс пуска транспортного дизеля представляет собой операции предпусковой подготовки двигателя, прокрутки вала пусковым средством, вплоть до получения первых вспышек горючей смеси, разгон двигателя, выход на режим самостоятельной устойчивой работы и работу на этом режиме, с целью прогрева двигателя до готовности принять эксплуатационную нагрузку.

Можно выделить пуски прогретого (или "горячего") двигателя и пуски "холодного" двигателя в условиях пониженных температур окружающего воздуха. "Холодные" пуски осуществляются в условиях безгаражного хранения машин при низких температурах окружающего воздуха, без использования средств предпусковой подготовки (например, прогрев двигателя, масла, топлива и проч.) [1]. Основные причины затрудненного "холодного" пуска двигателя показаны на схеме рис. 1.

Эффективность пуска существенно влияет на эффективность

эксплуатации двигателя и установки в целом. При реализации пуска происходит повышенный износ деталей и узлов двигателя, снижается моторесурс, возникает угроза надежности дизеля. Двигатель имеет повышенные расход топлива, масла, повышенный выброс токсичных веществ и т. д.

Длительная стоянка машины в "холодных" условиях (например, городские автобусы в зимнее время года, различные горнорудные машины в северных условиях и т. д.) приводит к необходимости длительной работы дизеля на холостом ходу, чтобы избежать сложностей "холодного" пуска. Специальные средства предпусковой подготовки при низких температурах, пусковые средства для таких условий и средства облегчения пуска как

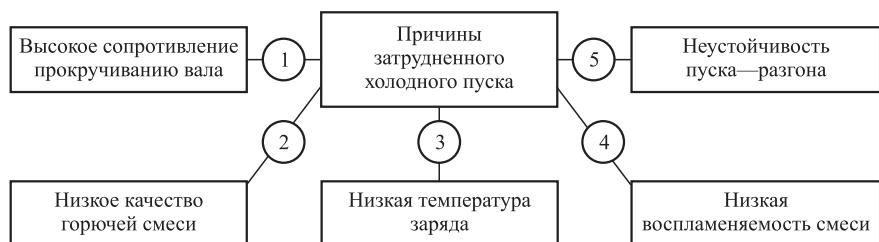


Рис. 1. Основные причины затрудненного "холодного" пуска дизеля

ПРАКТИКА

правило, на других эксплуатационных режимах не используются, что повышает стоимость машин, затраты на эксплуатацию и т. д. [2]. Возможные методы повышения эффективности холодного пуска дизелей систематизированы на схеме рис. 2, где направлениям 1, 2, ...5 соответствуют методы устранения причин затрудненности пусков, также отмеченные позициями 1, 2, ... 5 на рис. 1.

В данном исследовании принято, что высокое сопротивление прокручиванию вала холодного дизеля преодолено пусковыми средствами повышенной мощности. Качество горючей смеси и ее воспламеняемость повышаются благодаря увеличению пусковой подачи повышением начального давления впрыскивания, снижению вязкости топлива и повышению воспламеняемости горючей смеси благодаря добавке легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ) к дизельному топливу (ДТ).

А также благодаря снижению интенсивности разгона после пуска отключением части цилиндров и регулированию подачи ЛВЖ при разгоне [3].

Известны ЛВЖ, выпускающиеся промышленностью в виде аэрозольных баллонов, марок "ХОЛОД-Д-40" (рекомендуется для пуска дизелей при температурах окружающей среды до -40°C), "АРКТИКА-Д-60" (для пуска при температурах до -60°C). Известна также пусковая жидкость НИИАТ ПЖ-25 (для пуска дизелей до температуры минус $(25\ldots28)^{\circ}\text{C}$). В данной работе использована ЛВЖ "ХОЛОД-Д-40". В ее состав входят диэтиловый эфир — этиловый эфир в количестве 58...62 % по массе, петролейный эфир или газовый бензин — смесь легких углеводородов (преимущественно пентанов и гексанов) — около 15 %, изопропилнитрат (13...17 %) и масло для судовых газовых турбин (10 %).

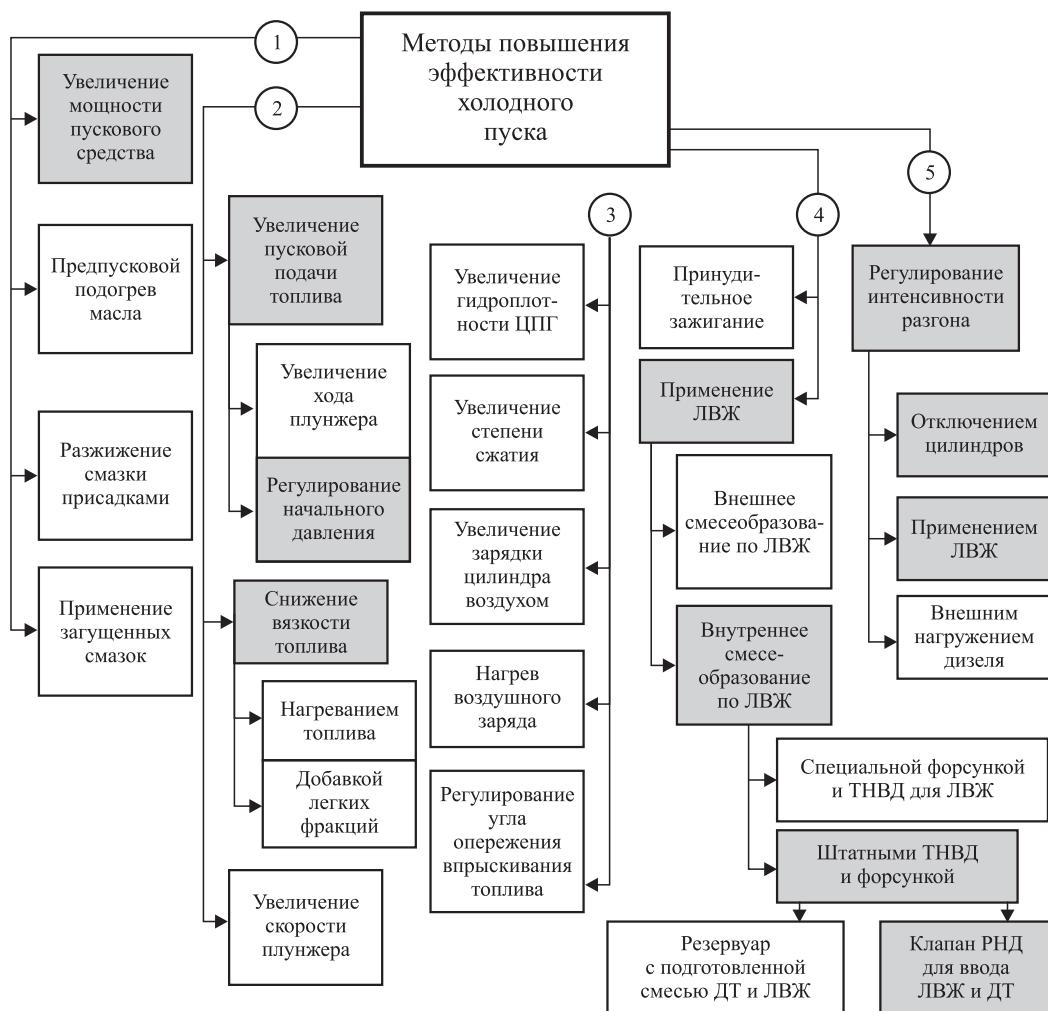


Рис. 2. Методы повышения эффективности "холодного" пуска: серым цветом выделены методы, рекомендуемые и исследованные в данной работе

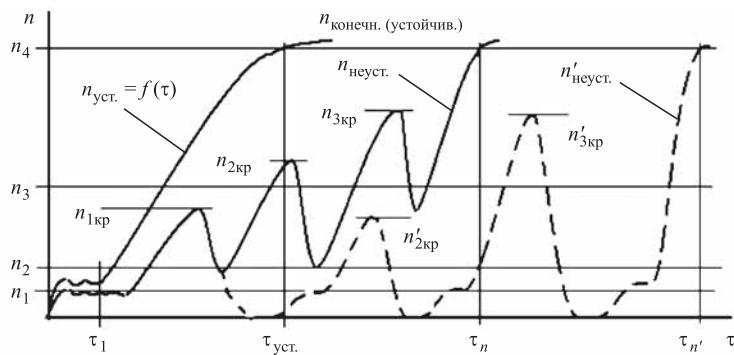


Рис. 3. Схемы устойчивого ($n_{\text{уст.}}$) и неустойчивых ($n_{\text{неуст.}}$) пусков дизеля:

n — частота вращения; $n_{\text{кр}}$ — критическая частота вращения; τ — время

При пусках из холодного состояния возможны явления неустойчивого пуска [4], который отличается от нормального, устойчивого (рис. 3, характеристика $n_{\text{уст.}} = f(\tau)$) необходимостью повторных попыток пуска. После первых вспышек в цилиндрах дизель могут прекращаться самовоспламенения смеси (характеристика $n_{\text{неуст.}}$ с выбегом дизеля до пониженной частоты, когда вновь появляются вспышки и продолжается разгон дизеля). В других случаях дизель может заглохнуть и остановиться ($n'_{\text{неуст.}}$). В результате потребуется новое включение пускового средства. При этом отмечаются определенные критические частоты вращения ($n_{\text{кр}}$), зависящие от теплового состояния двигателя в данный момент, выше которых самовоспламенение невозможно. Это связано с эффектом чрезмерно быстрого разгона после пуска и объясняется следующим.

По мере разгона после первых вспышек в цилиндрах происходит прогрев двигателя и период задержки воспламенения, выраженный в единицах времени, постепенно уменьшается. Однако при этом под влиянием растущей частоты вращения задержка воспламенения, выраженная в градусах поворота коленчатого вала, возрастает и начало сгорания смешается к ВМТ и за ВМТ вплоть до момента, когда вследствие большого периода задержки воспламенения (пониженных температур в цилиндре) вспышки пропадают (рис. 4) [3]. Следует отметить, что согласно ГОСТ, пуск считается успешным, если он произошел в результате не более трех попыток, для чего потребовалось не более, например, 48 с времени.

Известен и достаточно широко применяется способ пуска "холодного" дизеля с подачей ЛВЖ на всасывание, т. е. по принципу внешнего смесеобразования по ЛВЖ [2]. Однако при этом следует

иметь в виду, что его организация должна проходить без превышения допустимого уровня теплового состояния двигателя. Так, повторные попытки пуска после первых неудавшихся всегда происходят при повышившемся тепловом состоянии цилиндра. В результате возможны случаи чрезмерно раннего самовоспламенения смеси, т. е. существенно до ВМТ, с появлением ударов, остановок поршня или даже с появлением отрицательного крутящего момента от данного цилиндра. А следовательно, появляются опасные, даже аварийные механические нагрузки на детали цилиндропоршневой группы.

Схема оснащения топливной системы дизеля узлом с клапаном регулирования начального давления (РНД), а также с элементами отключения подачи топлива в отключаемый цилиндр показана на рис. 5 [5].

Операции исследованного в работе способа пуска с внутренним смесеобразованием по ЛВЖ заключаются в следующем. При проворачивании коленчатого вала дизеля пусковым средством ТНВД подает к форсункам и в цилиндры ДТ. При первых циклах отсечки топливоподачи, когда нагнетательный клапан ТНВД при посадке в седло формирует в ЛВД волну пониженного давления, клапан РНД 2 открывается, благодаря перепаду давления на нем, и ЛВЖ входит в линию

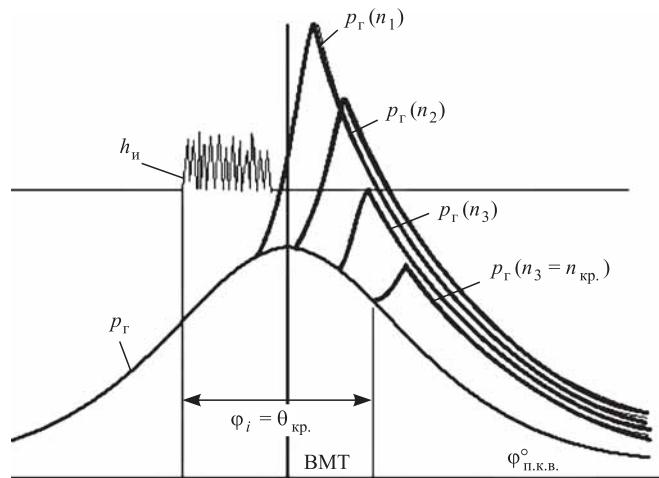


Рис. 4. Схема протекания последовательности циклов разгона дизеля после холодного пуска:

p_r — давление газов в цилиндре при последовательности возрастающих частот вращения вала $n_1 < n_2 < \dots < n_4$; φ_i — задержка воспламенения в угловых единицах поворота коленчатого вала; $\theta_{\text{кр.}}$ — критическая задержка воспламенения; $\varphi_{\text{п.к.в.}}^o$ — градусы угла поворота вала; h_u — подъем иглы форсунки первого цикла топливоподачи (дробный впрыск)

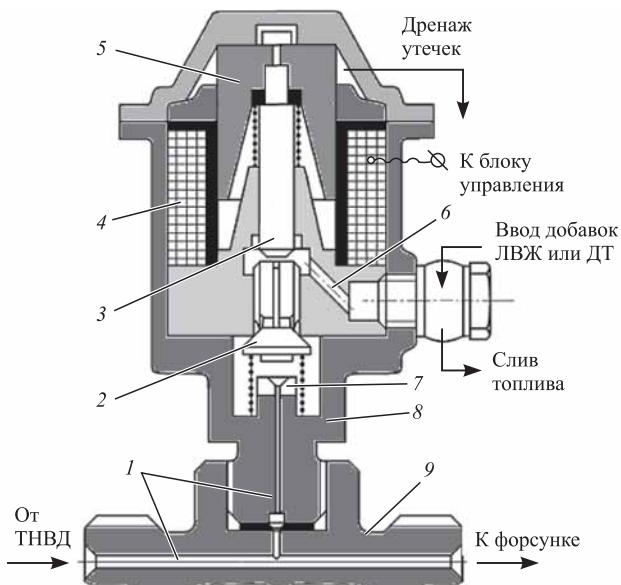


Рис. 5. Конструктивная схема узла подачи ЛВЖ (ИЛИ ДТ) в линию высокого давления топлива (ЛВД) перед форсункой или отключения подачи топлива в деактивируемый цилиндр:

1 — ЛВД; 2 — клапан РНД; 3 — полый подвижный шток, 4 — электромагнитная катушка; 5 — магнитный сердечник; 6 — канал подвода ЛВЖ или ДТ (или слива ДТ при отключении подачи топлива в цилиндр); 7 — ограничитель хода клапана РНД; 8 — корпус узла с клапаном РНД; 9 — узел связи ТНВД с форсункой

высокого давления (ЛВД) перед форсункой, где смешивается с ДТ. В очередных циклах топливоподачи смесевое топливо (ЛВЖ + ДТ) обычным порядком впрыскивается в цилиндр. При таком способе ввода ЛВЖ в цилиндры гарантируется своевременность самовоспламенения смеси.

При разгоне дизеля после первых вспышек ведут регулирование интенсивности разгона для исключения возможности неустойчивого пуска, т. е. снижают интенсивность разгона. Интенсивность разгона можно снизить путем уменьшения подач топлива, но тогда снижается качество смесеобразования, прекращаются воспламенения и дизель "глохнет". Другой путь — увеличение нагрузки на дизель при полных подачах топлива. Это возможно при наличии, например, каких-то навесных орудий и т. д. у машины, что не всегда осуществимо. Реальный путь повышения нагрузки — отключение части цилиндров, т. е. снижение мощности, развиваемой дизелем при части отключенных цилиндров. Для поддержания устойчивости разгонов возможно также регулировать расход ЛВЖ, как добавки к ДТ. Для отключения цилиндра на электромагнитную катушку 4 подают электропитание напряжением

22...26 В и магнитный сердечник 6 со штоком 3 нажимает на клапан РНД 2 и стремится открыть его. Однако усилие магнита не может преодолеть усилия высокого противодавления из ЛВД (1). Но когда после отсечки очередной подачи насосом ТНВД его нагнетательный клапан садится в седло и формирует в ЛВД волну разрежения, клапан РНД 2 открывается и уже не может закрыться благодаря усилию от электромагнита. Следовательно, при очередном цикле топливоподачи насосом (ТНВД) нагнетаемое им топливо сливаются через открытый клапан РНД в линию низкого давления и форсункой не впрыскивается. Цилиндр отключен. Следует отметить, что ввод ЛВЖ в ЛВД приводит также к росту начального давления топлива [6], что повышает производительность топливоподачи и интенсифицирует впрыск. Такое же явление происходит, когда двигатель переходит после пуска на нормальную работу. То есть в процессе работы на обычных режимах на дизельном топливе в ЛВД создается повышенное и стабильное начальное давление, благодаря вводу в ЛВД уже не ЛВЖ, а штатного дизельного топлива.

В качестве объекта исследования выбран дизель типа Д-240 (4 Ч 11/12,5). Испытания проводились в морозильной камере НТЦ ММЗ. На рис. 6 показаны совмещенные три индикаторные диаграммы, полученные при пусках с внешним и внутренним смесеобразованием и при нормальной работе дизеля.

Показано, что самовоспламенение горючей смеси (ЛВЖ с воздухом) при реализации внешнего смесеобразования произошло за 30 градусов п.к.в. до ВМТ. Максимальная скорость нарастания давления превысила 0,45 МПа/град.

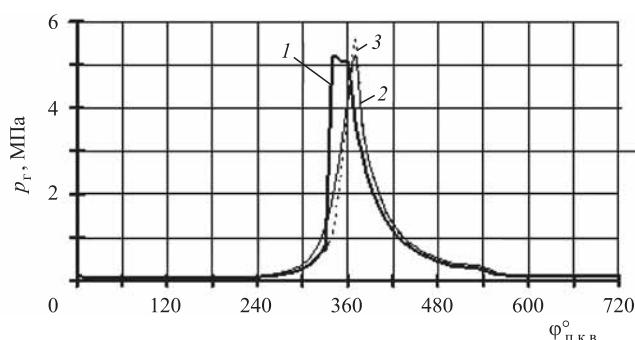


Рис. 6. Сравнение индикаторных диаграмм (p_r) дизеля Д-240:

1 — пуск "холодного" дизеля с ЛВЖ на всасывании; 2 — номинальный режим дизеля; 3 — подача ЛВЖ через клапан РНД; $\phi_{п.к.в.}^{\circ}$ — градусы угла поворота коленчатого вала

ПРАКТИКА

п.к.в., в то время как на номинальном режиме она составляла 0,14 МПа/град. п.к.в. Максимальное давление цикла не превысило аналогичного параметра цикла номинального режима ($p_g = 5,2$ МПа). Максимальные значения удельных суммарных сил при пуске с ЛВЖ на всасывании достигали 5 МПа, в то время как на номинальном режиме они составляют лишь 2,5 МПа. В результате мгновенные значения положительного и отрицательного крутящих моментов составляли соответственно +1200 Н·м и -500 Н·м для номинального режима и +750 и -1300 Н·м для первого цикла "холодного" пуска с подачей ЛВЖ на всасывании. Применением ввода ЛВЖ через РНД начало сгорания располагается вблизи ВМТ, причем, до ВМТ, $p_{g,max}$ достигло 5,5 МПа, хотя максимальная жесткость процесса не превысила 0,2 МПа/град. п.к.в. Мгновенные значения положительного и отрицательного крутящих моментов составили +900 Н·м и -300 Н·м.

Следует добавить, что успешное опробование предлагаемого метода и средств повышения эффективности холодного пуска было проведено в НТЦ КамАЗ) [7].

В целом по работе могут быть сделаны следующие выводы.

1. Разработан метод организации "холодного" пуска дизеля в условиях пониженных температур окружающего воздуха с использованием легковоспламеняющейся жидкости (ЛВЖ). Существо метода заключается в том, что без предварительного прогрева двигателя или его элементов прокручивают вал пусковым средством и впрыскивают в цилиндры смесь дизельного топлива с ЛВЖ. Смесь дизельного топлива с ЛВЖ создают путем подачи последней через клапан РНД, установленный вблизи форсунки.

2. Для исключения возможной неустойчивости пуска после первых циклов воспламенения отключают один или несколько цилиндров дизеля,

проводя разгон с пониженной интенсивностью для увеличения времени прогрева работающих цилиндров.

3. Для исключения возможности неустойчивости пусков расход ЛВЖ через клапан РНД сохраняют на протяжении всего пуска, уменьшая долю ЛВЖ в смесевом топливе до нуля по мере подхода к устойчивой частоте вращения, а повышенную нагрузку на дизель организуют отключением части цилиндров или отдельных циклов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Патрахальцев Н. Н., Горбунов В. В., Фомин А. В. Улучшение пусковых качеств дизелей, работающих в условиях крайнего севера // Науч. техн. сб. "Природный газ в качестве моторного топлива". ИРЦ ГАЗПРОМ. — 1997. — № 12. — С. 38—42.
2. Купершмидт В. Л. Средства облегчения пуска двигателей в холодных условиях // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2001. — № 1. — С. 30—32.
3. Патрахальцев Н. Н., Соболев И. А., Казаков С. А. Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. — 2009. — № 3 (237). — С. 32—36.
4. Леонов О. Б., Патрахальцев Н. Н., Фомин А. В. Проблема неустойчивого пуска дизеля и пути ее решения // Известия вузов. Машиностроение. — 1999. — № 3. — С. 69—75.
5. Патрахальцев Н. Н., Фомин А. В., Бадеев А. А. Повышение эффективности пуска дизельного двигателя в условиях низких температур // Строительные и дорожные машины. — 2006. — № 9. — С. 14—17.
6. Патрахальцев Н. Н., Фомин А. В. Повышение эффективности пуска — разгона дизеля созданием начального давления топлива // ДВС. Межвед. науч. техн. сб. — Харьков: Вища школа. 1984. — Вып. 34. — С. 64—68.
7. Повышение эффективности холодного пуска дизеля / Н. Н. Патрахальцев, А. В. Фомин, Д. Х. Валеев и др. // Двигателестроение. — 1995. — № 2. — С. 79—80.

УДК 656.072

М. И. Филатов, д-р техн. наук, профессор, С. В. Булатов, аспирант, Оренбургский государственный университет, Российская Федерация
E-mail: bul.sergey2015@yandex.ru

МЕТОДИКА ОБОСНОВАНИЯ ОБЪЕМА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ АВТОБУСОВ С УЧЕТОМ ВНЕЗАПНЫХ ОТКАЗОВ

В статье проводится анализ причин возникновения внезапных отказов электрооборудования автобусов в условиях эксплуатации; проведены экспериментальные исследования, с помощью которых построены графики потребности в запасных частях электрооборудования автобусов; предлагается методика обоснования оптимального количества необходимых запасных частей электрооборудования автобусов на пассажирском автотранспортном предприятии.

Ключевые слова: запасные части, электрооборудование, вероятность отказа, автобус, детали, спрос.

The article analyzes the causes of catastrophic failure of electrical buses in operation; experimental studies with which the graphics of need for spare parts of electrical buses; a method of justification of the optimal number of spare parts required electrical buses in the passenger transport enterprise.

Keywords: spare parts, electrical equipment, probability of failure, bus, parts, demand.

Надежность электрооборудования (ЭО) во многом определяется безотказностью работы всех элементов, составляющих единую электротехническую систему.

Причиной отказа могут служить механические повреждения элементов электрооборудования, недопустимые режимные параметры в элементах электрической цепи, а также недостатки, допущенные при конструировании, производстве и ремонте, нарушения правил и норм эксплуатации, естественные процессы изнашивания и старения [1, 2].

Электрооборудование, в состав которых входят аккумуляторные батареи, генераторы, стартеры, системы зажигания (свечи, катушка, транзисторный коммутатор, датчик-распределитель), приборы освещения и сигнализации, контрольно-измерительные приборы, система управления двумя, система микроклимата, стеклоочистители, система обогрева наружных зеркал, электропровода и др., подвержено отказам, как постепенным, так и внезапным.

Отказы наступают в ходе плавного изменения характеристик, обычно из-за старения либо изнашивания (ухудшение сопротивления изоляции кабелей, роста переходного сопротивления контактных соединений и др.), тогда как внезапные отказы [3] происходят в итоге неудовлетворительной эксплуатации ЭО, неудовлетворительного

ухода, например, за контактными соединениями, что приводит к возникновению короткого замыкания и др. Чаще всего причиной неожиданного отказа являются не принятые своевременно меры по устранению неполадок постепенно выходящего из строя оборудования.

Рассмотренные выше причины отказов могут оказывать различную степень влияния на надежность ЭО, так как кроме конструктивной надежности элементов электрооборудования на надежность систем электроснабжения влияют также эксплуатационные факторы, определяемые временем и затратами на устранение отказов электрооборудования.

На рис. 1 показана схема последовательности факторов, влияющих на отказ ЭО.

Причины, которые вызывают отказ ЭО, могут быть различными [4, 5]. Проанализируем данные по отказам элементов ЭО. В таблице представлены отказы элементов электрооборудования автобусов на одном из пассажирских автотранспортных предприятий г. Оренбурга в период с 2015 по 2017 г.

Прогнозирование технического состояния ЭО с использованием систем технической диагностики, а также своевременного проведения технического обслуживания непосредственно влияет на обеспечение надежности ЭО, поэтому главная цель методики обоснования объема запасных

ПРАКТИКА



Рис. 1. Схема последовательности факторов, влияющих на отказ ЭО

Распределение отказов электрооборудования автобусов в период с 2015 по 2017 г.

Наименование	Доля от общего количества отказов, %
Аккумуляторные батареи (АКБ)	26,2
Генераторы	27,1
Стартеры	19,0
Системы зажигания	12,0
Приборы освещения и сигнализации	6,4
Контрольно-измерительные приборы	4,2
Система управления дверями	3,8
Система микроклимата	0,6
Стеклоочистители	0,5
Электропровода	0,2
Итого	100

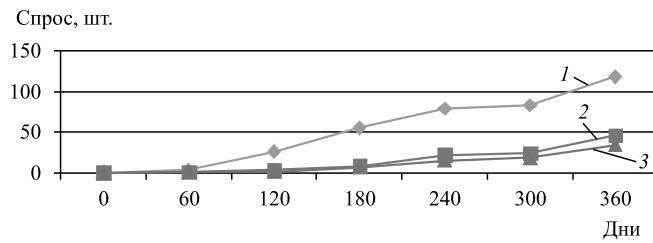


Рис. 2. Динамика спроса на запасные части электрооборудования автобусов ПАЗ:
1 — АКБ; 2 — генератор; 3 — стартер

частей ЭО автобусов не только выявление и локализация отказов, но и предотвращение и последующая разработка рекомендаций, направленных, в конечном счете, на повышение надежности ЭО и эффективности определения оптимального заказа необходимых запасных частей для избегания дальнейших простоев автобусов в ремонте [6, 7].

В процессе управления складом запасных частей основной проблемой является оценка потребности в них в определенный момент времени.

Как правило, спрос на запасные части на предприятиях является неоднородным, к примеру, вследствие возникновения внезапных отказов. Спрос может представлять собой смесь вероятностных распределений.

На рис. 2 представлено типичное распределение спроса на запасные части ЭО автобусов марки ПАЗ на ПАТП г. Оренбурга: наряду с приобретением одной, двух или комплекта деталей зачастую присутствуют значения 20 шт., 40 шт. и т. д.

Расчленение смесей вероятностных распределений позволит получить уравнение функции плотности $f(x)$, описывающей закон распределения анализируемого спроса во всей генеральной совокупности, что позволит получать на основе имитационного моделирования оптимальные значения параметров управления складом запасных частей.

В общем виде уравнение функции плотности можно записать как:

$$f(x) = p_1 f_1(x) + p_2 f_2(x) + \dots + p_n f_n(x), \quad (1)$$

где p_1, p_2, \dots, p_n — априорные вероятности появления наблюдений; f_1, f_2, \dots, f_n — функции плотности распределения компонентов смеси; n — число компонентов смеси.

В каждом конкретном случае значение n может изменяться. Исходя из наблюдений, возьмем $n = 3$. Первые три составляющие: АКБ, генератор, стартер. Далее сравним значения, полученные при эксперименте со значениями, полученными при моделировании спроса на запасные части (рис. 3). Тогда p_1, p_2, p_3 представляют собой вероятности появления отказов (АКБ, генератор, стартер). Эти вероятности могут описываться вероятностными законами распределения.

В нашем случае распределение спроса на запасные части описывается пуассоновским законом. Ниже приведем ограничения, связанные с условиями возникновения пуассоновского потока случайных событий.

ПРАКТИКА

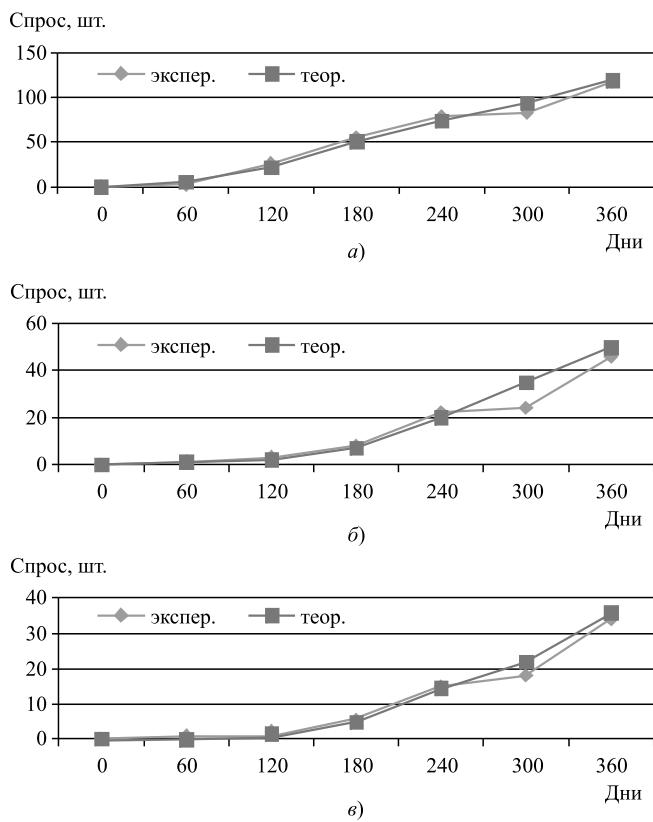


Рис. 3. Сравнение эмпирического и смоделированного спроса на запасные части электрооборудования:
а — АКБ; б — генератор; в — стартер

Первое ограничение состоит в том, что заявки должны поступать на конкретную запасную часть. Но существует ряд деталей, которые покупают или заменяют сразу комплектом, что необходимо будет учесть.

Второе ограничение связано с тем, что поступление заявок за определенный интервал времени не должно зависеть от того, сколько заявок было ранее, поскольку отказы автобусов возникают не планомерно.

Третье ограничение: среднее число заявок на запасные части за единицу времени должно быть стабильным. Но различная интенсивность спроса на запасные части, ввиду условий эксплуатации, приводит к тому, что потребление запасных частей не постоянно, т. е. спрос $q \neq \text{const}$. Поэтому при использовании модели нужно подставлять конкретное значение q , соответствующее конкретному условию эксплуатации и условно принятому постоянным.

Вероятность наступления отказа запасных частей за определенный период времени описывается пуассоновским законом распределения

с параметром q , а количество отказавших деталей — пуассоновским законом распределения с параметром q' .

Согласно предположению о подчинении вероятностей наступления отказа закону Пуассона [8], вероятности наступления определенного количества отказов ЭО каждой группы определяются по формулам:

$$p_1(x) = \frac{e^{-q_1} q_1^x}{x!}; \\ p_2(x) = \frac{e^{-q_2} q_2^x}{x!}, \dots, p_k(x) = \frac{e^{-q_k} q_k^x}{x!}, \quad (2)$$

где q_1, q_2, \dots, q_k — параметры функции распределения вероятностей наступления отказа первой, второй, ..., k -й группы соответственно; x — количество отказов ЭО автобусов.

Вероятность отсутствия отказов ЭО за определенный период времени:

$$p(0) = e^{-(q_1 + q_2 + \dots + q_k)}. \quad (3)$$

Согласно предположению о подчинении вероятностей покупки определенного количества деталей ЭО закону Пуассона, вероятности наступления отказа определенного количества деталей ЭО каждой группы определяются по формулам:

$$p'_1(y) = \frac{e^{-q'_1} q'_1 y}{y!}; \\ p'_2(y) = \frac{e^{-q'_2} q'_2 y}{y!}, \dots, p'_k(y) = \frac{e^{-q'_k} q'_k y}{y!}, \quad (4)$$

где q'_1, q'_2, \dots, q'_k — параметры функций распределения вероятностей наступления отказа первой, второй, ..., k -й группы соответственно; $p'_1(y), p'_2(y), \dots, p'_k(y)$ — вероятности покупки деталей (y) первой, второй, ..., k -й группы; y — количество отказавших деталей ЭО на одном автобусе.

Причем для каждой группы отказавших деталей выполняется неравенство:

$$y_{\text{cp}}^1 > y_{\text{cp}}^2 > \dots > y_{\text{cp}}^{k-1} > y_{\text{cp}}^k, \quad (5)$$

где $y_{\text{cp}}^1, y_{\text{cp}}^2, \dots, y_{\text{cp}}^k$ — математическое ожидание количества отказавших деталей ЭО первой, второй, ..., k -й группы соответственно.

Исходя из приведенных выше формул, найдем вероятность отказа за определенный период времени одной детали. Согласно условию, одна деталь может отказать за установленный интер-

ПРАКТИКА

вал времени случайное количество раз, следовательно:

$$p(1) = e^{-q_1} q_1 e^{-q'_1} e^{-(q_2+q_3+\dots+q_n)}, \quad (6)$$

или с учетом формулы (3):

$$p(1) = p(0)q_1 e^{-q'_1}. \quad (7)$$

Допустим, за один день было приобретено x одинаковых деталей. Обозначив количество групп как k , а количество элементов каждой группы как n , можно представить x как:

$$x = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n S_{ij}, \quad (8)$$

где S_{ij} — количество деталей, отказавших в j -й группе.

Таким образом, задача по нахождению функции плотности смеси вероятностных распределений спроса сводится к нахождению для каждого x всех возможных вариантов наборов значений S_{ij} , удовлетворяющих условию (8). Например, для вышеуказанных условий при $x = 1$ возможен только один вариант $S_{11} = 1$. При $x = 2$ — два: 1) $S_{11} = 2$; 2) $S_{11} = 1, S_{21} = 1$. Для $x = 3$ и $x = 4$ существуют соответственно 4 и 7 вариантов и т. д.

Тогда функцию плотности вероятностных распределений отказов можно представить в виде:

$$f(x) = \sum_{q=1}^m \left[\prod_{j=1}^k \prod_{i=1}^n p(n_{ij}) p(S_{ij}) \right], \quad (9)$$

где m — количество всех возможных вариантов значений S_{ij} , удовлетворяющих условию (8); p_{ij} — вероятность появления только i -го количества отказов j -й группы за определенный период времени; $p(S_{ij})$ — вероятность отказа S деталей j -й группы на одном автобусе.

Учитывая, что вероятность появления определенного количества отказов и приобретения определенного количества деталей ЭО подчиняется закону Пуассона, можно представить выражение (9) в виде:

$$f(x) = \sum_{q=1}^m \left[\prod_{j=1}^k \prod_{i=1}^n \frac{e^{-q_j} q_j^{z_j}}{z_j!} f(S_{ij}) \right], \quad (10)$$

где z_j — количество деталей j -й группы; q_j — параметр пуассоновского распределения вероятности появления определенного количества отказов j -й группы за определенный период времени.

Представленная методика позволяет (с учетом графиков, построенных на основе экспериментальных данных) прогнозировать потребности в запасных частях электрооборудования автобусов и объемы их расхода для дальнейшего оптимального планирования складских запасов на пассажирском автотранспортном предприятии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кубарев А. И. Надежность в машиностроении. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во стандартов, 1989. — 224 с.
2. Горяева И. А., Горяева Е. Н. Зависимость затрат на запасные части от возраста подвижного состава автомобильного транспорта // Вестник ЮУрГУ. — 2012. — № 44. — С. 185–186.
3. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. — М.: Высшая школа, 2001. — 575 с.
4. Филатов М. И., Пузаков А. В. Исследование значений факторов условий эксплуатации в модели оценки остаточного ресурса автомобильных генераторов // Научное обозрение. — 2017. — № 3. — С. 52–58.
5. Филатов М. И., Пузаков А. В., Киданов А. Д. Разработка и обоснование метода диагностирования автотракторных стартеров // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. — 2017. — № 4 (66). — С. 118–121.
6. Гордон М. П. Материально-техническое снабжение. — 1994. — № 1–2. — С. 59–61.
7. Логистика автомобильного транспорта: Учеб. пособие / В. С. Лукинский, В. И. Бережной, Е. В. Бережная и др. — М.: Финансы и статистика, 2004. — 368 с.
8. Бережной В. И., Бережная В. И. Экономико-математические методы и модели в примерах и задачах. — Ставрополь: Интеллект-сервис, 1996. — 188 с.

БЕЗОПАСНОСТЬ

УДК 656.073.9

Д. И. Нуретдинов, канд. техн. наук, доцент, Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета, Россия
E-mail: nuretdamir@yandex.ru

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СРЕДСТВ КРЕПЛЕНИЯ ГРУЗОВ

В данной статье представлен анализ нормативных документов по креплению груза, представлен порядок расчета средств крепления.

Ключевые слова: груз, транспортное средство, средства крепления груза.

In this article the analysis of normative documents on fastening of freight is presented, the order of calculation of means of fastening is presented.

Keywords: cargo, vehicle, means of securing cargo.

Цель исследования

Применение достоверного метода для определения прижимных средств крепления груза путем анализа различных нормативных документов и методов расчета.

Крепление груза является важной технологической операцией в перевозочном процессе. Незакрепленный должным образом груз во время транспортировки может смещаться, что, в свою очередь, зачастую приводит к повреждению груза, транспортного средства и к дорожно-транспортным происшествиям. По статистике 25 % аварий с участием грузового автомобильного транспорта связано с недостаточно надежным креплением груза. Во многих случаях участники транспортного процесса не выполняют данную технологическую операцию, считая, что при перевозке на небольших скоростях или внутри города отсутствие крепления не влияет на безопасность.

Крепление должно удерживать груз при разных ситуациях: при резком торможении, при ускорении, на уклонах дороги, при дорожно-транспортном происшествии. Однако чрезмерный запас с увеличением количества крепежных средств нецелесообразен из-за превышения простоя автомобиля на погрузке-разгрузке.

В Европе к разработке нормативных документов по креплению груза уделяется достаточно большое внимание. Существует европейский стандарт EN 12195-1:2010 "Системы крепления грузов на дорожных транспортных средствах – Безопасность". Кроме этого, существуют другие нормативные документы, как Практика ИМО/ МОТ/ЕЭК ООН по укладке грузов в грузовые транспортные едини-

цы [1], Руководство по надлежащей европейской практике укладки грузов в ходе автомобильных перевозок [2], Международное руководство по безопасному креплению груза на автомобильном транспорте [3].

Анализ данных стандартов и правил показывает, что многолетний опыт изучения данной проблемы и проведение испытаний привели к изменениям нормативов и методик расчета.

В России для расчета средств креплений существуют приложения к "Правилам обеспечения безопасности перевозок пассажиров и грузов автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом" [4], утвержденные приказом Минтранса РФ № 7 от 15 января 2014 г.

Количество прижимных средств крепления грузов рассчитывается по следующей формуле:

$$nl \geq \frac{(c_{x,y} - \mu_D c_z)mg}{k\mu_D \sin \alpha F_\gamma}, \quad (1)$$

где n — количество прижимных средств крепления грузов; c_x, y, z — коэффициент ускорения инерциальных сил по осям x , y и z соответственно; μ_D — кинематический коэффициент трения грузов и материалов; m — масса груза, кг; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; k — коэффициент передачи; α — вертикальный угол между платформой и ремнем, градусы; F — достигаемая сила натяжения ремня, Н [4, с. 23].

Величина коэффициентов ускорений по EN 12195-1:2010 представлена на рис. 1, для отечественных Правил приведена в табл. 1 [4, с. 24].

Формулу (1) применить можно только для расчета по усилиям, приводящим к скольжению груза

БЕЗОПАСНОСТЬ

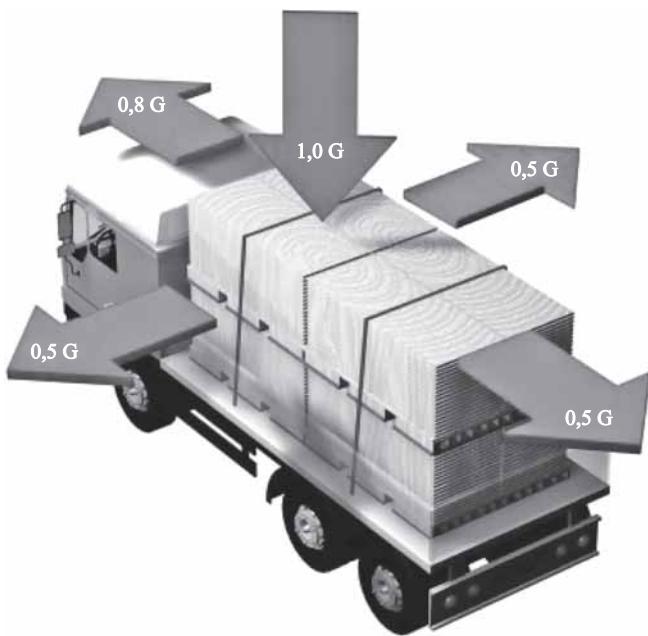


Рис. 1. Расчетные силы, действующие на груз (по EN 12195-1:2010)

в продольном и поперечном направлении. Данная методика не позволяет выполнить расчет на опрокидывание груза. В литературе [4] не рассмотрены расчеты для разных видов креплений и при разных вариантах расположения груза. Представленные в таблицах коэффициенты трения для материалов имеют большой разброс.

При определении способов крепления груза и выборе средств крепления учитываются следующие силы, действующие на груз:

- продольные горизонтальные инерционные силы, возникающие в процессе торможения и разгона F_x ;
- поперечные горизонтальные силы, возникающие при движении транспортного средства на поворотах и закруглениях дороги F_y ;
- вертикальные силы, возникающие при колебаниях движущегося транспортного средства;
- сила трения между полом кузова и грузом F_R ;

— сила тяжести (вес) груза G .

Для предотвращения скольжения груза должно выполняться условие:

$$F_R \geq F_{x, y} \quad (2)$$

Для предотвращения опрокидывания должно выполняться условие:

$$M_G \geq M_{x, y} \quad (3)$$

где M_G — момент от силы тяжести груза относительно точки опрокидывания; $M_{x, y}$ — момент от инерционной силы относительно точки опрокидывания.

При перевозке массовых грузов в большинстве случаев применяются прижимные средства крепления (стяжные ремни), поэтому рассмотрим пример расчета количества данных средств креплений.

В качестве исходных данных для расчета выбираются: груз в деревянном ящике, масса груза $m = 2,1$ т; высота груза $H = 2$ м; ширина $B = 2$ м; длина $L = 1,7$ м; угол $\alpha = 84^\circ$; пол кузова — деревянный. Схема расположения груза представлена на рис. 2.

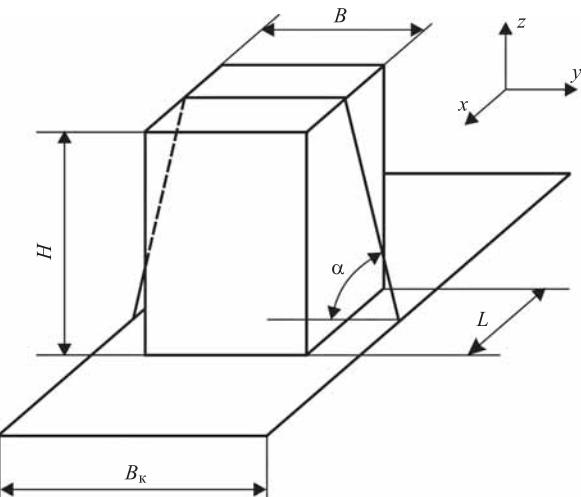


Рис. 2. Схема расположения груза на платформе автомобиля

Таблица 1

Коэффициенты ускорений c_x , c_y , c_z

Направление действия сил	Коэффициенты ускорений					
	продольного c_x		поперечного c_y		вертикального снизу c_z	
	вперед	назад	только скольжение	скольжение и опрокидывание		
Продольное	0,8	0,5	—	—	1,0	
Поперечное	—	—	0,5	0,7	1,0	

БЕЗОПАСНОСТЬ

Для условия скольжения "дерево по дереву" выбирается кинематический коэффициент трения $\mu_D = 0,35$. При использовании одного приспособления предварительного натяжения коэффициент $k = 1,5$ [4, с. 24].

Расчет количества средств крепления производится исходя из возможности скольжения груза и его опрокидывания.

1. Скольжение

Расчет на скольжение вперед

Продольное усилие при торможении:

$$F_x = mc_x g = 2,1 \cdot 0,8 \cdot 9,81 = 16,48 \text{ кН.}$$

Сила трения между поверхностью платформы и грузом:

$$F_R = mg\mu_D = 2,1 \cdot 9,81 \cdot 0,35 = 7,21 \text{ кН.}$$

Избыточная сила, которую нужно компенсировать:

$$\Delta F_x = F_x - F_R = 16,48 - 7,21 = 9,27 \text{ кН.}$$

Количество ремней:

$$n \geq \frac{(0,8 - 0,35 \cdot 1) \cdot 2,1 \cdot 9,81}{1,5 \cdot 0,35 \cdot 0,97 \cdot 5} = 3,64 \text{ (4 ремня).}$$

Расчет на скольжение назад

Количество ремней:

$$n \geq \frac{(0,5 - 0,35 \cdot 1) \cdot 2,1 \cdot 9,81}{1,5 \cdot 0,35 \cdot 0,97 \cdot 5} = 1,21 \text{ (2 ремня).}$$

Расчет на поперечное скольжение

Количество ремней:

$$n \geq \frac{(0,7 - 0,35 \cdot 1) \cdot 2,1 \cdot 9,81}{1,5 \cdot 0,35 \cdot 0,97 \cdot 5} = 2,83 \text{ (3 ремня).}$$

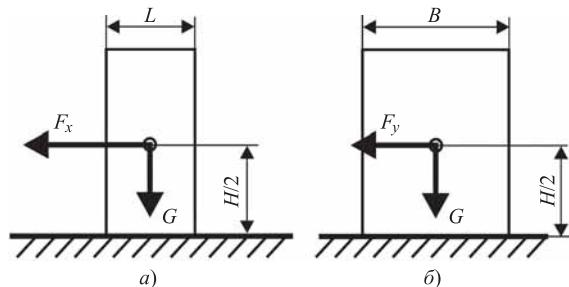


Рис. 3. Схема действия сил:

a — при расчете на опрокидывание вперед; *b* — при расчете на опрокидывание в боковую сторону

2. Расчет на опрокидывание

Опрокидывание может произойти вперед или назад под действием продольного усилия, также в боковую сторону под действием поперечных усилий. Схема действия сил при расчете на опрокидывание вперед и в поперечную сторону представлена на рис. 3.

Условие устойчивости груза согласно формуле (3):

$$G \frac{L}{2} \geq F_x \frac{H}{2};$$

$$G \frac{L}{2} = 2,1 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,8}{2} = 8,5 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$F_x \frac{H}{2} = 16,48 \cdot \frac{2,4}{2} = 19,8 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Условие устойчивости не выполняется, без отсутствия крепления опрокидывание вперед может произойти. Аналогичные расчеты показали, что опасность бокового опрокидывания и опрокидывания назад отсутствуют.

Расчет количества ремней для предотвращения опрокидывания в литературе [4] не приводится. По таблицам [2, с. 153] "крепление прижимом — опрокидывание" при отношении параметров груза

Таблица 2

Результаты расчетов количества средств крепления груза

Показатели	Возможные перемещения груза					
	Продольное скольжение вперед	Продольное скольжение назад	Поперечное скольжение	Опрокидывание вперед	Опрокидывание назад	Опрокидывание в боковую сторону
Вероятность возникновения	Есть	Есть	Есть	Есть	Нет	Нет
Расчетное количество крепежных ремней	4	2	3	2	—	—

БЕЗОПАСНОСТЬ

$H/L = 1,4$ определяем, что один ремень предотвращает опрокидывание вперед груза массой 2 т. Исходя из этого, количество ремней для предотвращения опрокидывания вперед определяется соотношением:

$$n \geq 2,1/2 = 1,05 \text{ (2 ремня).}$$

Результаты расчетов представлены в табл. 2.

В итоге для крепления выбирается наибольшее количество ремней, определенных по разным видам воздействий на груз. Для груза в ящике массой 2 т потребуются четыре ремня. Если груз поставить к переднему борту автомобиля, количество ремней выбирается, исходя из вероятности поперечного скольжения. Необходимо будет крепление тремя ремнями.

Выводы и рекомендации

1. Основными факторами, влияющими на количество прижимных крепежных средств, являются: положение груза на платформе, вид материалов контактирующих поверхностей, также соотношение размеров груза.

2. При креплении груза только стяжными ремнями и когда он не заблокирован другими способами, расчет количества ремней целесообразно производить по продольному усилию, возникающему при торможении (при $c_x = 0,8$).

3. Отсутствие в нашей стране единой методики расчетов и нормативов, применяемых при расчетах, показывает актуальность научных исследований и необходимость создания Руководства по креплению грузов для российских условий перевозок.

4. При разработке Руководства могут быть приняты за основу европейские правила и нормы с учетом следующих особенностей: качество дорог и поведение участников дорожного движения отличаются от зарубежных, что требует скорректирования величин ускорений, действующих на груз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кодекс практики ИМО/МОТ/ЕЭК ООН по укладке грузов в грузовые транспортные единицы (Кодекс ГТЕ)**, на русском языке, MSC.1/Circ.1497, 2015 г. — 176 с.
2. **Руководство** по надлежащей европейской практике укладки грузов в ходе автомобильных перевозок / Европейская комиссия; Пер. с англ. — Донецк: Государственное издательство "Донбас", 2012. — 232 с.
3. **Международное руководство** по безопасному креплению груза на автомобильном транспорте. — Генеральный секретариат IRU, Женева/ Швейцария.
4. **Правила обеспечения безопасности перевозок пассажиров и грузов автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом** (Утверждены приказом Минтранса России № 7 от 15 января 2014 г.).

АЛРОСА на заводе "Промтрактор"

Делегация компании АЛРОСА посетила с рабочим визитом производственные площадки ОАО "Промтрактор" в Чебоксарах и приняла участие в техническом совещании.

Главной целью визита специалистов лидирующей компании по добыче алмазов в мире стало определение уровня технологической оснащенности и производственной компетенции завода-производителя ОАО "Промтрактор" для развития дальнейшего сотрудничества.

Узнать обо всех аспектах производства и обслуживания техники ЧЕТРА гости смогли на техническом совещании, организованном при участии АО "ЧЕТРА-ПМ" — специализированной торговой компании, реализующей продукцию под брендом ЧЕТРА производства ОАО "Промтрактор".

Одной из главных тем обсуждения стали технические характеристики техники ЧЕТРА и конструкторские разработки ООО "МИКОНТ". Представители АЛРОСА представили пожелания к технике ЧЕТРА, которая потенциально может работать в Якутии. Николай Федоров, заместитель главного механика Мирнинского ГОКа АК "АЛРОСА", уточнил, что самый важный фактор для эксплуатируемых компанией бульдозеров — работа в экстремально тяжелых условиях при низких температурах. Вместе с тем на встрече отметили, что гарантийное и постгарантийное обслуживание и ремонт техники, учитывая разветвленную сеть региональных сервисных центров ОАО "Промтрактор", можно осуществить даже в отдаленных и труднодоступных местах страны.

На совещании также подняли тему оригинальных запасных частей. Ирина Малкова, коммерческий директор ООО "ЧКЗЧ", подчеркнула, что компания активно противодействует распространению контрафакта, поэтому вся продукция бренда ЧЕТРА проходит систему проверки товаров, имеет сертификаты качества и обязательно маркируется.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

ПРЕСС-ТУР ВЫСТАВКИ • КОНФЕРЕНЦИИ • ПРЕЗЕНТАЦИИ

НОВЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ОТРАСЛИ

В 2018 г. на 22-й Международной выставке машин и оборудования для добычи, обогащения и транспортировки полезных ископаемых ООО "Scania-Русь" представила новые решения горнодобывающей отрасли.



На стенде компании "Scania-Русь" был представлен абсолютно новый продукт в России: самосвал Scania Heavy Tipper G440 B8x4HZ с кузовом для перевозки скальных пород объемом 25 м³ в совокупности с полным спектром дополнительных услуг: широким портфолио контрактных сервисов, предложениями по контролю автопарка, услугами лизинга.

Scania Heavy Tipper — самосвал, который разработан на базе модульной системы. В нем реализован ряд существенных конструктивных улучшений

и использованы новые компоненты. Специальный самосвал с усиленной подвеской и силовой передачей повышенной надежности оснащен 13-литровым двигателем DC13 экологического класса Евро 5, мощностью 440 л. с., усиленной коробкой передач GRSO935R (специально разработан для тяжелых условий эксплуатации в карьерах), с автоматической системой управления Scania Opticruise. Усиленная задняя тележка BT400S и мосты AMT800 в комбинации с главной передачей RBP900 способны работать в более тяжелых условиях эксплуатации с увеличенным ресурсом компонентов трансмиссии и ходовой части.

Внесенные в конструкцию изменения позволяют на 5 % повысить коэффициент технической готовности нового самосвала, продлив при этом его жизненный цикл на 5000 моточасов. Эксплуатация в течение всего срока службы автомобиля будет обходиться в меньшую сумму, а остаточная стоимость будет выше, чем у других моделей.

Производство тяжелого самосвала Scania Heavy Tipper началось в 2017 г. в Сан-Паулу. Самосвал способен обеспечить снижение стоимости каждой тонны перевозимого материала до 15 %. В России старт продаж Scania Heavy Tipper пришелся на вторую половину 2018 г., как часть комплексного решения для горнодобывающей промышленности, включающего в себя широкий пакет услуг и сервисов, обеспечивающих высокий уровень технической готовности и эффективности перевозок.

Пресс-служба ООО "Scania-Русь"

ТИТУЛ GREEN TRUCK

Европейские перевозчики очень высоко ценят в автомобилях низкий расход топлива наряду с экологичностью и максимальной средней скоростью. Модели Scania нового поколения с улучшенным 13-литровым двигателем вновь сказали свое слово.

В 2018 г. в состязании за премию Green Truck с большим преимуществом победил тягач Scania R 500. Отрыв Scania от ближайшего соперника по расходу топлива составил впечатляющие 0,4 литра на каждые 100 км при средних показателях расхода топлива 24,92 л/100 км и скорости 79,91 км/ч на стандартной испытательной трассе протяженностью 350 км. Ежегодный пробег магистрального тягача в 150 000 километров, где разница составляет до 600 литров в год.

В 38 странах Европы Scania установила топливные рекорды в сравнительных тестах, которые организовывались независимыми отраслевыми изданиями: "Truck of the Year 2017" в Европе на выставке IAA в Ганновере, "Грузовик года в России 2018" на выставке



ПРЕСС-ТУР

COMTRANS/17, "Sustainable Long Haulage Truck of the Year 2017" и "Sustainable Distribution Truck of the Year 2018" в Италии, Green Truck Award 2017 в Германии. Кроме этого, грузовые автомобили нового поколения дважды победили в сравнительном тесте грузовиков "1000 Point Test", получив в 2018 году рекордное количество баллов — 954,5 из 1000 возможных.

"Премия Green Truck уникальна, так как оценивает наиболее значимые для заказчика аспекты коммерческой техники — от стоимости эксплуатации до экологичности. Тот факт, что мы снова удостоились такой награды, свидетельствует о превосходстве Scania в этих областях", — говорит Вольфганг Бушан (Wolfgang Buschan), директор по продукции для магистральных перевозок подразделения грузовых автомобилей Scania.

Премия Green Truck учреждена двумя ведущими отраслевыми журналами Германии:

VerkehrsRundschau и Trucker. Цель немецкого журналистского теста — выявлять грузовые автомобили с самым низким расходом топлива. В сравнительном teste участвуют грузовые автомобили в составе автопоезда с полной массой 40 т. Испытания проводятся по собственному регламенту изданий на дорогах общего пользования на участке между Мюнхеном и Нюрнбергом. При этом для всех тестовых автомобилей используется нормированная дополнительная нагрузка, что позволяет получить результаты, соответствующие реальной эксплуатации. Низкий расход топлива не только позволяет снизить эксплуатационные затраты, но и уменьшить выбросы CO₂, способствуя сохранению окружающей среды.

Пресс-служба ООО "Скания-Русь"

АВТОРИЗОВАННАЯ СЕРВИСНАЯ СТАНЦИЯ В СУРГУТЕ

В 2018 г. компания "Ферронордик Машины", которая является стратегическим партнером "Вольво Восток", открыла в Сургуте авторизованную сервисную станцию по обслуживанию грузовых автомобилей Volvo и Renault.

Сургут — перспективный регион с большой популяцией грузовиков Volvo, где на месторождениях задействовано более 700 экскаваторов и грузовых автомобилей этой марки. Раньше за поддержкой и ремонтом своих машин водителям приходилось обращаться в ближайшие крупные города, поэтому необходимость в профессиональном сервисе стала очевидна. Этим решением стала новая авторизованная сервисная станция "Ферронордик Машины".

"Если раньше клиенты в первую очередь обращали свое внимание на цену, то сейчас они смотрят, насколько долговечен и эффективен будет автомобиль в работе. Поэтому своевременное и качественное обслуживание с использованием оригинальных запасных частей является залогом долгосрочной работы техники, что стало самым важным вопросом на повестке дня", — прокомментировал Максим Спицын, региональный менеджер по продажам Volvo Truck Урал и Дальний Восток.

Сервисная станция построена и оснащена самым современным оборудованием для диаг-

ностики и ремонта грузовых автомобилей и дорожно-строительной техники различного уровня сложности в соответствии со стандартами, разработанными для сервисных станций Volvo Group. Компания "Ферронордик Машины" насчитывает уже шесть таких станций и четыре филиала в разных городах нашей страны, где работают только сертифицированные специалисты и только с оригинальными запасными частями.

"В пилотном режиме мы запустили станцию осенью 2017 г. и стали наблюдать тенденцию повышения спроса на высококачественное обслуживание в данном регионе. В 2018 г. станция заработала в полную силу, теперь она готова к одновременному обслуживанию сразу десяти грузовых автомобилей. Клиенты, отыскившие от официального авторизованного сервиса, восприняли открытие нашей станции с большим воодушевлением. Теперь перед нами стоит амбициозная и увлекательная задача, решение которой в руках сертифицированных специалистов, гарантирующих оригинальные запчасти и профессиональные услуги", — комментирует Ларс Корнелиуссон, генеральный директор "Ферронордик Машины".

Пресс-служба компании "Ферронордик Машины"

Художественный редактор Д. С. Рыбакова. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Н. В. Яшина

Сдано в набор 10.09.2018. Подписано в печать 24.10.2018. 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