Грузовик

1
2019

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

В.С. Антипенко, д-р техн. наук, проф.
Е.В. Балакина, д-р техн. наук, проф.
Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
Ю.Э. Васильев, д-р техн. наук, проф.
В.А. Волчков, "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф.
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф.
М.Ю. Карелина, д-р техн. наук, проф.
В.Н. Козловский, д-р техн. наук, проф.
В.В. Комаров, канд. техн. наук
А.В. Кочетков, д-р техн. наук, проф.
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
Л.Б. Миротин, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, проф.
О.Н. Румянцева, генеральный директор ООО "Изд-во Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев, д-р техн. наук, проф.
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 № ФС77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс:
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2019

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:

Энергетическое машиностроение

3 *Фасхиев Х. А.* Альтернативы развития автомобильного транспорта России. Часть 1

Конструкция

7 *Вальехо Мальдонадо П. Р., Чайнов Н. Д., Сури К.* Методика уравновешивания 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75°

Эксплуатация. Ремонт

12 *Задворнов В. Ю., Зотов И. А., Кочетков А. В., Янковский Л. В.* Установка для эксплуатации тяжелой техники в сложных дорожных условиях

Исследования. Расчет

17 *Тарасик В. П., Романович Ю. С., Плякин Р. В., Пузанова О. В.* Влияние параметров алгоритма мехатронной системы управления переключением передач на эффективность автоматического управления гидромеханической трансмиссией. Часть 2

27 *Лазарев В. А., Рыжиков В. А.* Анализ способов и режимов смазки трансмиссии автомобилей

Практика

32 *Мадорский Л. В.* Диагностирование топливной системы *Common rail* по внешним признакам

40 *Кулик В. И., Нилов А. С.* Перспективы применения композиционных материалов в высоконагруженных системах сцепления "сухого" типа автотранспортной техники

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

1
2019

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

V.S. Antipenko, dr. en. s., prof.
E.V. Balakina, dr. en. s., prof.
D.H. Valeev, dr. en. s.
Ju.E. Vasilyev, dr. en. s., prof.
B.A. Volchkov, «Autotransportnik.ru»
S.M. Gaidar, dr. en. s., prof.
L.V. Grekhov, dr. en. s., prof.
V.A. Zorin, dr. en. s., prof.
M.Ju. Karelina, dr. en. s., prof.
N.T. Katanaev, dr. en. s., prof.
V.N. Kozlovsky, dr. en. s., prof.
V.V. Komarov, cand. tehn. s.
A.V. Kochetkov, dr. en. s., prof.
V.A. Markov, dr. en. s., prof.
L.B. Mirotin, dr. en. s., prof.
A.N. Rementsov, dr. hab, phd in en. s.
O.N. Rumyantseva, gen. dir. JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinelnikov, cand. tehn. s., prof.
A.A. Solntsev, dr. en. s., prof.
V.S. Ustymenko, cand. tehn. s.
J.A. Faskhiyev, 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", 2019

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

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

CONTENTS:

Power engineering

3 *Faskhiev Kh. A.* Alternatives to the development of road transport in Russia. Part 1

Design

7 *Vallejo Maldonado P. R., Chainov N. D., Suri K.* The method of Balancing of 8-cylinder engine with angle of cylinder discharge 75°

Exploitation. Renovation

12 *Zadvornov V. Yu., Zotov I. A., Kochetkov A. V., Yankovsky L. V.* Installation for operation of heavy machinery in difficult road conditions

Research. Calculation

17 *Tarasik V. P., Romanovich Y. S., Plyakin R. V., Puzanova O. V.* Influence of the mechatronic control gearshift system algorithm for the automatic control efficiency of the automotive hydro-mechanical transmission. Part 2

27 *Lazarev V. A., Ryzikov V. A.* Analysis of methods and regimes of lubrication of transmission of cares

Practice

32 *Madorsky L. V.* Diagnosing fuel system Common rail by external signs

40 *Kulik V. I., Nilov A. S.* Perspectives of application of composite materials in high-loaded clutch systems of "dry" type of motor transport equipment

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.
The system of the Russian index of scientific quoting www.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"

УДК 656.025

Х. А. Фасхиев, д-р техн. наук, профессор Уфимского филиала Финансового университета при Правительстве Российской Федерации, профессор Уфимского государственного авиационного технического университета
E-mail: faskhiev@mail.ru

АЛЬТЕРНАТИВЫ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА РОССИИ

Показаны альтернативные варианты развития автотранспорта в целях решения назревших экологических проблем. Приводятся доводы и возражения перевода автотранспорта на газомоторное топливо и на электрическую тягу. Отмечается, что переход на электрическую тягу стратегически более перспективен, чем перевод транспорта на газомоторное топливо. Получены данные, показывающие, что электромобили уже сейчас более экономичны, чем автомобили с двигателями внутреннего сгорания. С учетом начала массового перевода автомобилей на электрическую тягу России целесообразно взять курс на массовое внедрение электромобилей, а не вкладывать огромные ресурсы в инфраструктуру использования газомоторного топлива. С точки зрения современных экономических систем электромобили более перспективны, чем автомобили с двигателями на газомоторном топливе, базирующиеся на технологии "вчерашнего дня". Газ более эффективно было бы применять для генерации электроэнергии и тепла. Освоение массового производства технически более совершенных, дешевых аккумуляторных батарей окончательно отправит двигатели внутреннего сгорания автомобилей на "свалку истории". Электротранспорт ввиду своей высокой технологичности, экологичности кардинально сдвигает экономику страны в сторону энергоэффективных решений, что должно быть принято во внимание при выборе стратегии развития транспорта будущего.

Ключевые слова: *автомобиль, экология, газ, моторное топливо, заправочная станция, электромобиль, экономическая эффективность, цена.*

The problems and trends in the development of rolling stock on the motor transport complex are revealed. The arguments and objections of the transfer of motor vehicles to gas engine fuel and electric traction are given, the strategy of switching to electric vehicles is noted. Data have been obtained showing that electric vehicles are now more economical than cars equipped with internal combustion engines. In the last decade, a rapid electromigration has started in the world, so it would be more correct for Russia to take a course not on transferring transport to gas engine fuel, but for electric traction. Gas would be more effectively used to generate electricity and heat. The progress in the sphere of batteries is to finally and irrevocably send the internal combustion engines to the "dump of history".

Keywords: *automobile, ecology, gas, motor fuel, gas station, electric vehicle, economic efficiency, price.*

Экологические проблемы автомобильного транспорта

Развитие автомобильного транспорта сопровождается ростом потребления моторного топлива, следовательно, усиливается негативное воздействие на окружающую среду. С точки зрения наносимого экологического ущерба автотранспорт лидирует во всех видах негативного воздействия: загрязнение воздуха — 95 %, шум — 49,5 %, воздействие на климат — 68 %. На долю автотранспорта в выбросе антропогенных парниковых газов приходится 14 %, и это самый высокий показатель среди всех существующих гражданских видов транспорта. В мегаполисах около 80 % вредных выбросов выделяет автомобильный транспорт. По оценкам экспертов, более 60 % мирового потребления нефти приходится на долю автомобилей. Автопарк мира, насчитывающий 1,45 млрд ед. техники, в 2017 г. сжег 2,4 млрд т моторного топлива. В России эта цифра составила 65 млн т. При сгорании нефтяного топлива в двигателях внутреннего сгорания образуются около 200 различных вредных веществ. Среднестатистический

автомобиль потребляет в год в среднем 4 т кислорода, выбрасывая при этом в атмосферу 800 кг угарного газа, 40 кг оксидов азота и 200 кг различных углеводородов. В год российский автопарк, насчитывающий 51,9 млн ед. техники, выбрасывает в атмосферу около 27 тыс. т бензола, 17,5 тыс. т формальдегида, 1,5 т бензапирена. В целом общее количество вредных веществ, ежегодно выбрасываемых автомобилями, превышает 20 млн т и ежегодно увеличивается в среднем на 3 % [1]. С учетом того что автопарк России за последние 10 лет увеличился в 1,5 раза, можно представить, какая экологическая обстановка ожидает нас в ближайшее время, если не изменятся тенденции в развития транспорта в будущем. Современный автомобиль, с одной стороны — это "чип" на колесах, воплотивший в себе все передовое научно-технического прогресса, но с другой — опаснейший "враг", отравляющий окружающую среду, отправляющий в "мир иной" в результате дорожно-транспортных происшествий около 1,5 млн человек планеты. На долю автотранспортных происшествий приходится 30 % смертельных исходов всех несчастных случаев. По данным Всемирного банка, экономические потери от ДТП превышают 500 млрд долларов в год. Для России проблема ДТП стоит особо остро. Так, в 2017 г. произошло 169,4 тыс. ДТП, в которых погибло 19,1 тыс. человек, ранено 215,3 тыс. человек.

Мировое сообщество, встревоженное ожидаемой социальной и экологической катастрофой от нашествия автомобилей в последние 20...30 лет, начало принимать активные шаги по уменьшению объемов выбросов канцерогенов в составе отработавших газов двигателей внутреннего сгорания. В начале 90-х годов XX века законодательно были приняты национальные и региональные нормы вредных выбросов автомобилей в атмосферу. В дальнейшем через каждые 3...5 лет эти нормы ужесточались. Так, в ЕС с 2015 г. введены весьма жесткие нормы Евро 6, близкие по своим требованиям к действующему с 2010 г. экологическому стандарту EPA10 в США и японскому Post NLT. В России с 2016 г. действуют нормы Евро 5. Однако такой подход решения проблемы уменьшения вредных выбросов в настоящее время практически исчерпал свои возможности. Дальнейшее нормативное ужесточение и так предельно жестких значений вредных выбросов с экономической точки зрения стало неэффективной мерой. Переход на новый норматив приводит к незначительному уменьшению вредных выбросов, но от производителей требует огромных вложений для достижения даже этого незначительного результата. Каждая ступень ужесточения экологических норм в среднем на 20...25 % удорожает автотранспортное средство, что, естественно, негативно отражается в коммерческих результатах как производителей, так потребителей автомобильной техники.

Экологическая проблема вредных выбросов автотранспорта стратегически может быть кардинально решена переходом на электрическую тягу, локализуя вредные выбросы в места генерации электроэнергии. Есть и альтернативное промежуточное решение — массовый перевод транспорта на газомоторное топливо. Какую из этих стратегий выбрать и не ошибиться?

Газ — альтернатива нефтяному топливу

Одним из направлений снижения вредных выбросов в атмосферу, повышения эффективности коммерческого транспорта является использование в роли моторного топлива компримированного (метан) или сжиженного газа (пропан-бутан). В настоящее время около 25 млн автомобилей в мире (1,5 % парка) в роли моторного топлива используют газ, и эта цифра ежегодно увеличивается на 30 %. В России в качестве моторного топлива газ используют 212 тыс. автомобилей (0,5 % парка). По прогнозу Международного газового союза, к 2020 г. парк газового автотранспорта увеличится до 50 млн, а к 2030 г. — до 100 млн транспортных средств (6 % парка).

В природе имеются огромные запасы природного газа — потенциального источника в роли моторного топлива. Доказанные запасы газа в мире составляют около 173 трлн м^3, сюда еще надо прибавить неоткрытые запасы, которые по расчетам превышают 120 трлн м^3. Газовым топливом является также метан угольных пластов, запасы которого оцениваются в 240 трлн м^3. Россия — хранитель 40 % запасов природного газа, что делает топливо доступным и дешевым.

По экологическим показателям выхлопа газомоторное топливо лучше, чем нефтяное. Транспорт на газовом топливе позволяет сократить выбросы в атмосферу сажи, высокотоксичных ароматических углеводородов, окиси углерода, непредельных углеводородов и окислов азота. Токсичность выхлопных газов при работе на компримированном газе (КПГ) на 60 % ниже токсичности выхлопных газов бензиновых двигателей. Использование газа при незначительных изменениях конструкции автомобиля позволяет его из категории Евро 3 или Евро 4 вывести сразу

на уровень Евро 6. Применение природного газа вместо бензина обеспечивает снижение содержания в выхлопных газах окиси углерода с 1,3 до 0,13 %, углеводородов с 221 до 88 млн долей, а окислов и соединений азота с 1000 и более до 100...200 млн долей. Дымность выхлопа в режиме свободного ускорения при работе на газовом топливе в 3 раза ниже, чем при работе на бензине [1].

У природного газа октановое число на 10...20 ед. больше, чем у бензина. По этой причине при правильно выбранном режиме работы двигателя снижается и уровень шума, что важно в условиях города. Коэффициент полезного действия (кпд) газовых двигателей составляет 35...38 % в широком диапазоне режимов, тогда как кпд бензинового двигателя составляет лишь 32...35 %. Кроме того, использование природного газа в качестве моторного топлива позволяет увеличить срок смены масла, ресурс двигателя, так как газомоторное топливо не образует отложений в топливной системе, не смывает масляную пленку со стенок цилиндров.

Газ в роли моторного топлива привлекателен и с коммерческой точки зрения. Природный газ для использования в качестве моторного топлива не требует глубокой переработки, достаточно его очистки от воды и примесей, тогда как для получения бензина и дизельного топлива требуется дорогостоящая переработка нефти. При одинаковой энергетической ценности 1 м^3 газа в 2—3 раза дешевле 1 л бензина. Так, в июне 2018 г. 92-й бензин в среднем стоил 42 руб. за литр, а КПГ продавался по цене 16 руб/м^3, т. е. в 2,6 раза дешевле. Затраты на приобретение и установку газобаллонного оборудования (ГБО) благодаря получаемой экономии на топливе окупаются в среднем за 50...60 тыс. км пробега, т. е. за 2...3 года. Кроме того, применение газомоторного топлива радикально решает вопрос слива топлива без установки дорогостоящей аппаратуры слежения.

Россия сегодня взяла стратегический курс на газификацию транспорта. На совещании правительства в апреле 2018 г. Президентом России была отмечена приоритетность по экологическим соображениям автомобилей, работающих на газомоторном топливе, над электромобилями, так как, чтобы получить электроэнергию, нужно сначала ее выработать, а значительная часть электроэнергии вырабатывается сейчас на угле. Ряд экспертов, некоторые руководители нефтяных компаний считают, что при угольной генерации энергии вред от электромобилей природе больше, чем от автомобилей с двигателем внутреннего сгорания.

Министерство транспорта РФ разработало госпрограмму по расширению использования газа в качестве моторного топлива на транспорте на 2018—2022 гг. Бюджет программы составляет 769,6 млрд руб., из них 163 млрд руб. бюджетные средства. Половина бюджетных средств будет направлена в автопром, который обеспечивает около 98 % общего объема потребления газа как моторного топлива, а вторая половина — на покрытие льгот по транспортному налогу для владельцев газомоторного транспорта, на субсидии на производство техники и на льготные стоянки. Предполагается также субсидировать лизинг газомоторных машин, локомотивов, судов и сельхозтехники.

В рамках этой программы предусмотрены:

— обеспечение производства до 30 тыс. газомоторных автомобилей в год;

— разработка мер по стимулированию производства и эксплуатации транспортных средств, работающих на газомоторном топливе;

— перевод до 50 % общественного транспорта и техники для ЖКХ в городах с населением более миллиона жителей на газомоторное топливо;

— увеличение количества автотранспортных средств, использующих КПГ, в 2,5 раза, сжатого природного газа — до 4 тыс. ед.;

— снижение выбросов загрязняющих веществ на 30 % в расчете на одно транспортное средство;

— снижение затрат на топливо на одно транспортное средство на 12 %;

— увеличение объема потребления КПГ с 0,6 до 2,17 млрд м^3;

— увеличение количества АГНКС с 356 в 2017 г. до 1100 в 2022 г.;

— увеличение количества криогенных автозаправочных станций (стационарных и передвижных) в 5 раз;

— замена 25...30 % дизельного топлива газом.

Несмотря на эти многообещающие цифры, возникает вопрос: правильную ли стратегию выбрала Россия, ориентируясь на газомоторное топливо? Ведь газ как моторное топливо имеет целый ряд недостатков как в техническом, так и в коммерческом плане. Газовый автомобиль не может обеспечить "нулевые выбросы", а просто снижает их объем. Эксперты Топливного союза отмечают, что выбросы у бензиновых автомобилей, соответствующих требованиям Евро 5, практически такие же, как у газовых. Газовые автомобили все равно в отдельных случаях будут использовать нефтяное топливо, например при пуске двигателя или отсутствии возможности заправки газом.

При применении газа в роли моторного топлива возникает целый "букет" серьезных проблем. В частности, снижается мощность двигателя, повышается снаряженная масса, газобаллонное оборудование требует дополнительных затрат, возникают проблемы пуска двигателя в холодное время года, есть опасность взрыва газа при утечках. Октановое число у газа на 10...15 ед. больше, чем у бензина, следовательно, и применяемый двигатель должен быть сконструирован под это октановое число. Под газомоторное топливо используются обычные двигатели, что, естественно, снижает их топливную экономичность и ухудшает скоростно-силовые характеристики. При установке ГБО требуются специальные надстройки и изменения в конструкции топливной системы, которые будут неоптимальны для бензина, т. е. автомобиль теряет в мощности и надежности при езде и на бензине.

В эксплуатации у газовых автомобилей по причине тепловой перегруженности происходят поломки двигателя, случаются отказы газового оборудования. Тяжелые и находящиеся под высоким давлением горючих газов баллоны, естественно, увеличивают опасность газовых автомобилей. Автомобили, заправляемые пропан-бутаном, пожароопасные, а метановые — взрывоопасные, так как давление КПГ в баллонах превышает 200 атм. Для обеспечения безопасности газовых автомобилей требуется установка современного 4-го или 5-го поколения ГБО и периодическое техническое обслуживание автомобиля в сертифицированных сервисных центрах.

Если бензиновый автомобиль был на гарантии, то при переводе на газ он лишается ее вне зависимости от наличия сертификата сервисного центра. Кроме того, процедура перевода и получения сертификата на газовый автомобиль довольно сложна, требует от владельца материальных затрат в объеме 50...60 тыс. руб. У малолитражных автомобилей или с небольшим пробегом затраты на установку ГБО могут и не окупиться. Широко рекламируемая экономичность газовых автомобилей не всегда соответствует действительности.

Ключевая проблема перехода на газомоторное топливо — это потребность создания необходимой заправочной, сервисной инфраструктуры газового транспорта. Нормальная эксплуатация автомобилей на наиболее перспективном дешевом метане возможна только при наличии развитой системы заправок. Газомоторные транспортные средства сейчас эксплуатируются на коротком плече с учетом географии расположения заправок. Из-за малочисленности заправок автомобили вынуждены совершать холостые пробеги, теряя драгоценные время и деньги. Основной фактор, сдерживающий рост "метановых" автомобилей в России, — малое количество газонаполнительных компрессорных станций, а рост их числа сдерживает малое число работающего на метане транспорта и, соответственно, низкий спрос на это топливо.

Круг замкнулся. По состоянию на июнь 2018 г. на территории России было всего 360 заправок компримированного природного газа (1 заправка на 21 тыс. км^2), тогда как число бензиновых заправок превышало 29 тыс. Для сравнения, у Италии, европейского лидера в продвижении газомоторного топлива 1046 заправок (1 заправка на 300 км^2), у Германии — 921 (1/400); Швеции — 154 (1/2900), США — 1123 (1/8300). Заправки в России расположены крайне неравномерно по регионам: половина заправок сконцентрирована в Центральном, Приволжском и Южном федеральных округах. Для частного бизнеса и для государственного "Газпрома", главного поставщика метана и строителя заправок КПГ в стране, очень накладны инвестиции в инфраструктуру газомоторного транспорта, так как сроки окупаемости неизвестны.

Программа газификации автотранспорта в России запоздала на 25...30 лет. Она была актуальна, когда в стране активно формировалась система городских АЗС, которые сейчас трудно дооснастить газозаправочным оборудованием. Даже если есть такая возможность, то инвестиции в газозаправочную инфраструктуру потребуют средства в 25...30 % стоимости АЗС. При увеличении потребителей газа не исключается быстрый рост его цены. Кроме того, с начала 2000-х годов развитие "зеленого" транспорта во всем мире идет в направлении развития не газовых, а электрических автомобилей. По экологичности электромобилям нет альтернативы. Обладая более высоким коэффициентом полезного действия, они способствуют внедрению во всей экономике энергетически эффективных технологий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Проблемы** экологии и загрязнение атмосферного воздуха выхлопами газа автомобильного транспорта [Эл. ресурс]. URL: https://vuzlit.ru/1340135/problemy_ekologii_zagryaznenie_atmosfernogo_vozduha_vyhlopami_gaza_avtomobilnogo_transporta (дата обращения 14.06.2018).
2. **Как Норвегия** отказывается от бензина [Эл. ресурс]. URL: https://www.the-village.ru/village/city/abroad/279706-elektrokary-v-norvegii (дата обращения 18.06.18 г.).

(Продолжение в следующем номере)

УДК 436.03.001

П. Р. Вальехо Мальдонадо, канд. техн. наук, доцент, Российский университет дружбы народов, e-mail: prvm@rambler.ru, **Н. Д. Чайнов,** д-р техн. наук, профессор, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, e-mail: ndchainov@yandex.ru, **К. Сури,** Российский университет дружбы народов (Иран)

МЕТОДИКА УРАВНОВЕШИВАНИЯ 8-ЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С УГЛОМ РАЗВАЛА ЦИЛИНДРОВ 75°

В статье рассматривается уравновешивание 8-цилиндрового четырехтактного двигателя, представляющего собой V-образную компоновку из двухрядных 4-цилиндровых двигателей, с углом развала цилиндров 75°, угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов и равномерным чередованием вспышек. Приведены формулы, позволяющие описать и проанализировать возникающие в таком двигателе продольные моменты сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс для любого заданного значения угла развала цилиндров и отношения радиуса кривошипа к длине шатуна. Предложен способ уравновешивания неуравновешенных моментов сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс.

Ключевые слова: *уравновешивание, равномерное чередование вспышек, V-образный двигатель, угол развала цилиндров.*

The article deals with the balancing of the 8-cylinder four-stroke engine, which is a V-shaped arrangement of two in-line 4-cylinder engines, with an angle of 75° of the cylinders, an angular displacement of the connecting rods of the adjacent connecting rods and a uniform alternation of flares. Formulas are given that allow describing and analyzing the longitudinal moments of the inertia forces of reciprocating masses arising in such an engine for any given value of the angle of camber and the ratio of the radius of the crank to the length of the connecting rod. A way of balancing the unbalanced moments of inertial forces of rotating and reciprocally moving masses is proposed.

Keywords: *balancing, uniform alternating flashes, the V-type engine, included angle of cylinders.*

(Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

Современные автомобильные двигатели с числом цилиндров $i = 8$ имеют V-образную компоновку с углом развала цилиндров 90°. Для повышения габаритной мощности таких двигателей уменьшают угол развала цилиндров. При этом в V-образных двигателях при несовпадении (или отсутствии кратности) угла развала цилиндров и углов между кривошипами равномерность чередования вспышек не соблюдается.

Равномерное чередование вспышек в V-образном двигателе, как известно, можно обеспечить смещением шатунных шеек смежных цилиндров на определенный угол. Для четырехтактного двигателя с числом цилиндров i и углом развала их $\gamma_ц$ необходимую величину углового смещения $\gamma_ш$ шеек можно определить по формуле:

$$\gamma_ш = (720°/i) - \gamma_ц.$$

При этом кривошипы в каждом ряду цилиндров должны быть повернуты относительно друг друга на угол $\delta = 720°/i$. В V-образном 8-цилиндровом четырехтактном двигателе с углом развала цилиндров 75° (V8×75°) смещение шатунных шеек смежных цилиндров должно составлять 15° (рис. 1).

Для равномерного чередования вспышек в V-образном двигателе с четным числом цилиндров необходимо также, чтобы кривошипы каждого ряда цилиндров в двигателе V8×75° были развернуты относительно друг друга на угол:

$$\gamma_к = \frac{360°}{0,5 \cdot 8} = 90°.$$

Принятая схема коленчатого вала V8×75° обеспечивает равномерное чередование вспышек, например, при порядке работы цилиндров 1-5-4-2-6-3-7-8. Такой дизельный двигатель установлен на автомобиле Gelendwagen CDI концерна Mercedes-Benz (рис. 2).

Для анализа центробежных сил инерции вращающихся масс КШМ двигатель V8×75° удобно рассматривать как двигатель, имеющий

V-образную компоновку из двух одинаковых рядных 4-цилиндровых двигателей (условно обозначаемых R4л и R4п), объединенных общим коленчатым валом с индивидуальными для каждого цилиндра шатунными шейками.

Центробежные силы инерции вращающихся масс КШМ в двигателе рядного 4-цилиндрового двигателя с крестообразным коленчатым валом уравновешены [1], поэтому они уравновешены и в двигателе V8×75°.

Момент центробежных сил инерции в двигателе V8×75° возникает в случае, если не уравновешена отдельным противовесом центробежная сила в каждом цилиндре. Рассматривая по-прежнему двигатель как объединение двух 4-цилиндровых рядных двигателей с общим валом, используем известный способ уравновешивания этого момента в 4-цилиндровом двигателе с помощью противовесов, установленных на продолжении щек 1-го и 4-го кривошипов (рис. 3). Равнодействующий момент от центробежных сил инерции, возникающих в левой 4-цилиндровой половине двигателя [1]:

$$M_{R1234} = \sqrt{10}K_R a,$$

где K_R — центробежная сила инерции (по модулю), действующая в одном цилиндре; $K_R = m_R R\omega^2 = (m_к + m_{кш})R\omega^2$; m_R — вращающаяся масса КШМ (одного цилиндра), приведенная к центру шатунной шейки; $m_к$ — неуравновешенная масса колена (с учетом конструкции коленчатого вала — одна щека и шатунная шейка), приведенная к радиусу кривошипа; $m_{кш}$ — часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки; ω — угловая скорость коленчатого вала; a — расстояние между осями цилиндров, расположенных в одном ряду (рис. 3).

Момент M_{R1234} действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 1-го кривошипа на угол 18°26′, и может быть уравновешен противовесами $m_{прR1234}$, устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 4-го цилиндров.

Соответственно, равнодействующий момент центробежных сил инерции, возникающих в правом R4п,

$$M_{R5678} = \sqrt{10}K_R a,$$

действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 5-го кривошипа на угол 18°26′ (от плоскости 1-го кривошипа — на 3°26′). Этот момент может быть уравновешен противовесами $m_{прR5678}$, устанавливаемыми в указанной плоскости на продолжении щек 5-го и 8-го кривошипов.

Массы $m_{прR1234}$ и $m_{прR5678}$ вращающихся противовесов создают уравновешивающие моменты:

$$M_{R1234ур} = m_{прR1234}\rho_{прR1234}\omega^2 b_{R1234};$$

$$M_{R5678ур} = m_{прR5678}\rho_{прR5678}\omega^2 b_{R5678},$$

где b_{R1234} и b_{R5678} — расстояния между плоскостями вращения противовесов; $\rho_{прR1234}$ и $\rho_{прR5678}$ — расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения вала.

По модулю уравновешивающие моменты должны быть равны моментам M_{R1234} и M_{R5678}, поэтому:

$$m_{прR1234} = \sqrt{10}m_R \frac{R}{\rho_{прR1234}} \frac{a}{b_{R1234}};$$

$$m_{прR5678} = \sqrt{10}m_R \frac{R}{\rho_{прR5678}} \frac{a}{b_{R5678}}.$$

Количество уравновешивающих противовесов можно сократить с четырех до двух, заменяя для этого противовесы, расположенные на одном конце вала одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию. Угловое положение таких противовесов и их массы узнаем, определив величину и плоскость действия суммарного момента M_R от всех центробежных сил инерции. Выполняя векторное сложение моментов M_{R1234} и M_{R5678} (рис. 4), найдем, что суммарный момент M_R в двигателе V8×75°, вычисленный по теореме косинусов, равен:

$$M_R = 6{,}27K_R a,$$

действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 1-го кривошипа на угол 10°56′ (≈11°), и может быть уравновешен противовесами $m_{прR}$, устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 8-го цилиндров.

По модулю уравновешивающий момент должен быть равен моменту M_R, поэтому

$$m_{прR} = 6{,}27m_R \frac{R}{\rho_{прR}} \frac{a}{b_R},$$

где b_R — расстояние между плоскостями вращения противовесов; $\rho_{прR}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала.

Полученное выражение свидетельствует, что замена четырех противовесов двумя противовесами, эквивалентными по уравновешивающему действию, в данном случае не приводит к уменьшению общей уравновешивающей массы и имеет смысл только в целях упрощения формы коленчатого вала.

Силы инерции 1-го и 2-го порядков возвратно-поступательно движущихся масс в условных двигателях R4л и R4п с крестообразным коленчатым валом полностью уравновешены [1], поэтому они уравновешены и в двигателе V8×75°, объединяющем два двигателя R4л и R4п с абсолютно идентичными схемами КШМ.

Моменты сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе V8×75° удобно анализировать, заменяя указанные силы, как и для двигателя R4 с крестообразным коленчатым валом [1], их проекциями на ортогональные координатные оси *X* и *У*. Ось *У* перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрис угла развала $\gamma_ц$ блоков цилиндров; ось *X* перпендикулярна плоскости таких биссектрис и лежит в плоскости, проходящей через точки пересечения осей цилиндров в каждом из объединяемых условных двигателей R4л и R4п (рис. 5).

Силы инерции первого порядка, действующие по оси соответственно 1-го, 2-го и других цилиндров, в функции угла φ поворота первого кривошипа КШМ, определяются формулами:

$$P_{j1(1)} = c_1 \cos\varphi;\ \ P_{j1(2)} = c_1 \cos(\varphi + 90);$$

$$P_{j1(3)} = c_1 \cos(\varphi + 270);\ \ P_{j1(4)} = c_1 \cos(\varphi + 180);$$

$$P_{j1(5)} = c_1 \cos(\varphi + \theta);\ \ P_{j1(6)} = c_1 \cos(\varphi + 90 + \theta);$$

$$P_{j1(7)} = c_1 \cos(\varphi + 270 + \theta);\ \ P_{j1(8)} = c_1 \cos(\varphi + 180 + \theta),$$

где $c_1 = m_j R\omega^2$; m_j — масса деталей, совершающих возвратно-поступательное движение в одном цилиндре; $\theta = -\gamma_ш - \gamma_ц$.

Проекции сил инерции первого порядка на ось *Y* вычисляются по формулам. Для цилиндров 1—8:

$$P_{j1y(i)} = P_{j1(i)} \cos\frac{\gamma_ц}{2}.$$

Проекции тех же сил на ось *X* выражаются такими формулами. Для 1-го, 3-го, 7-го и 8-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = -P_{j1(i)} \sin\frac{\gamma_ц}{2};$$

для 2-го, 4-го, 5-го и 6-го цилиндров:

$$P_{j1x(i)} = P_{j1(i)} \sin\frac{\gamma_ц}{2}.$$

Продольный момент сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс рационально определять относительно точки "*O*" — середины коленчатого вала (рис. 5). Будем считать, что относительно этой точки положительные проекции сил инерции в 1-м, 2-м, 5-м и 6-м цилиндрах создают положительные моменты, а в 3-м, 4-м, 7-м и 8-м — отрицательные моменты. Тогда момент сил инерции первого порядка, действующий в плоскости оси *Y*:

$$\begin{aligned} M_{1y} = {} & (1,5a + 0,5b)\,P_{j1y(1)} + (0,5a + 0,5b)\,P_{j1y(2)} - \\ & - (0,5a - 0,5b)\,P_{j1y(3)} - (1,5a - 0,5b)\,P_{j1y(4)} + \\ & + (1,5a - 0,5b)\,P_{j1y(5)} + (0,5a - 0,5b)\,P_{j1y(6)} - \\ & - (0,5a + 0,5b)\,P_{j1y(7)} - (1,5a + 0,5b)\,P_{j1y(8)}, \end{aligned} \tag{1}$$

а момент тех же сил, действующий в плоскости оси *X*:

$$\begin{aligned} M_{1x} = {} & (1,5a + 0,5b)\,P_{j1x(1)} - (0,5a + 0,5b)\,P_{j1x(2)} - \\ & - (0,5a - 0,5b)\,P_{j1x(3)} + (1,5a - 0,5b)\,P_{j1x(4)} + \\ & + (1,5a - 0,5b)\,P_{j1x(5)} + (0,5a - 0,5b)\,P_{j1x(6)} + \\ & + (0,5a + 0,5b)\,P_{j1x(7)} + (1,5a + 0,5b)\,P_{j1x(8)}. \end{aligned} \tag{2}$$

Подставляя в эти уравнения выражения проекций $P_{j1y(i)}$ и $P_{j1x(i)}$ сил инерции первого порядка на оси *Y* и *X*, получим после несложных тригонометрических преобразований:

$$M_{1y} = m_j R\omega^2 a \times$$
$$\times \left[(3 + A_y)\cos\varphi - (1 + B_y)\sin\varphi\right]\left(\cos\frac{\gamma_ц}{2}\right);$$

$$M_{1x} = m_j R\omega^2 a \times$$
$$\times \left[(-3 + A_x)\cos\varphi + (1 + B_x)\sin\varphi\right]\left(\sin\frac{\gamma_ц}{2}\right),$$

где $A_y = A_x = 3\cos\theta - \sin\theta$; $B_{1y} = \cos\theta + 3\sin\theta$; $B_{1x} = \cos\theta - 3\sin\theta$.

При $\lambda = 0{,}279$; $\gamma_ш = 15°$; $\gamma_ц = 75°$ получим:

$$M_{1y} = 2m_j R\omega^2 a\left[2\cos\varphi + \sin\varphi\right]\left(\cos\frac{\gamma_ц}{2}\right); \tag{3}$$

$$M_{1x} = 2m_j R\omega^2 a\left[2\sin\varphi - \cos\varphi\right]\left(\sin\frac{\gamma_ц}{2}\right). \tag{4}$$

Приравняв нулю производные выражений (3) и (4) по углу φ, найдем, что экстремальные значения M_{1y} и M_{1x} в случае $\gamma_ц = 75°$ имеют место соответственно при

$$\varphi_{1y} = 26°34' \pm 180°k \quad (k = 0,\ 1,\ 2,...)$$

$$\text{и}\ \ \varphi_{1x} = 116°34' \pm 180°k.$$

По модулю эти экстремальные значения составляют:

$$\left|M_{1y}\right|_{\max} = 3,548 m_j R\omega^2 a;$$

$$\left|M_{1x}\right|_{\max} = 2,722 m_j R\omega^2 a.$$

Результаты подтверждаются прямым суммированием слагаемых по формулам (1) и (2) (рис. 6).

Полное уравновешивание каждого из моментов M_{1y} и M_{1x} достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала. Валы располагаются в плоскости, перпендикулярной соответствующей координатной оси — Y для M_{1y} и X для M_{1x} (рис. 7), и вращаются в разные стороны с угловыми скоростями ω и −ω.

Противовесы, уравновешивающие момент M_{1y}, одинаковой массы $m_{пр1y(\omega)}$ и $m_{пр1y(-\omega)}$, надо установить так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол 26°34' они находились в двух плоскостях, параллельных плоскости оси Y. Момент, создаваемый парой противовесов, установленных на каждом из этих валов, должен составлять по модулю половину максимального уравновешиваемого момента:

$$M_{пр1y(\omega)} = M_{пр1y(-\omega)} =$$
$$= 0,5\left|M_{1y}\right|_{\max} = 1,774 m_j R\omega^2 a.$$

Противовесы на другой паре валов одинаковой массы $m_{пр1x(\omega)}$ и $m_{пр1x(-\omega)}$ должны быть установлены так, чтобы при повороте первого кривошипа на угол 116°34' они располагались в двух плоскостях, параллельных плоскости оси X. Противовесы, принадлежащие каждому из этих валов, должны создавать момент:

$$M_{пр1x(\omega)} = M_{пр1x(-\omega)} =$$
$$= 0,5\left|M_{1x}\right|_{\max} = 1,361 m_j R\omega^2 a.$$

Количество уравновешивающих валов и противовесов можно сократить вдвое. Используя плоскопараллельный перенос дополнительных валов, переместим все противовесы, вращающиеся в одинаковую сторону, с двух валов на один общий вал [1] и каждые два противовеса, оказавшихся на одном конце этого вала, заменим одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию (рис. 8).

Так, массы $m_{пр1(\omega)}$ "объединенных" противовесов вала, вращающегося с угловой скоростью ω, должны создавать момент, определяемый векторной суммой:

$$\overline{M}_{пр1(\omega)} = \overline{M}_{пр1x(\omega)} + \overline{M}_{пр1y(\omega)},$$

а массы $m_{пр1(-\omega)}$ противовесов другого вала — момент:

$$\overline{M}_{пр1(-\omega)} = \overline{M}_{пр1x(-\omega)} - \overline{M}_{пр1y(-\omega)}.$$

Как следует из рис. 8, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в одной плоскости. Соответственно, их векторы, перпендикулярные этой плоскости, можно расположить на одной линии и векторное сложение моментов заменить алгебраическим:

$$M_{пр1(\omega)} = M_{пр1x(\omega)} + M_{пр1y(\omega)} = 6,27 m_j R\omega^2 a;$$

$$M_{пр1(-\omega)} = M_{пр1x(-\omega)} - M_{пр1y(-\omega)} = 1,826 m_j R\omega^2 a.$$

При φ = 0 момент $M_{пр1(\omega)}$, как и его составляющие $M_{пр1x(\omega)}$ и $M_{пр1y(\omega)}$, , действует в плоскости, отстоящей от оси Y против хода часовой стрелки на угол 26°34′, от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 10°56′ (≈11°).

Момент $M_{пр1(-\omega)}$ при φ = 0 действует в плоскости, отстоящей от оси Y по ходу часовой стрелки на угол 26°34', от положения первого кривошипа в ВМТ — на угол 64°4'.

Принимая расстояние между плоскостями вращения противовесов на обоих валах одинаковым и обозначая его b_1 (см. рис. 7), найдем массы противовесов из равенств:

$$M_{пр1(\omega)} = m_{пр1(\omega)}\rho_{пр1(\omega)}\omega^2 b_1;$$

$$M_{пр1(-\omega)} = m_{пр1(-\omega)}\rho_{пр1(-\omega)}\omega^2 b_1,$$

где $\rho_{пр1}$ — расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала.

Учитывая значения $m_{пр1(\omega)}$ и $m_{пр1(-\omega)}$, получим:

$$m_{пр1(\omega)} = 6,27 m_j \frac{R}{\rho_{пр1(\omega)}} \frac{a}{b_1};$$

$$m_{\text{пр1}(-\omega)} = 1,826 m_j \frac{R}{\rho_{\text{пр1}(-\omega)}} \frac{a}{b_1}.$$

При длине дополнительных валов, составляющей примерно длину двигателя, и радиусе вращения "объединенных" противовесов, равном приблизительно радиусу кривошипа, бóльшая из этих масс $\left(m_{\text{пр1}(\omega)}\right)$ не превышает 25 % массы, совершающей возвратно-поступательное движение в одном цилиндре.

В качестве вала, вращающегося с угловой скоростью ω, можно использовать коленчатый вал, разместив на нем противовесы в плоскости, отстающей от плоскости первого кривошипа на угол $8°26'$.

Моменты инерции 2-го порядков возвратно-поступательно движущихся масс в условных двигателях R4л и R4п с крестообразным коленчатым валом полностью уравновешены [1], поэтому они уравновешены и в двигателе V8×75°, объединяющем два двигателя R4л и R4п с абсолютно идентичными схемами КШМ.

$$P_{j2(1)} = c_1\lambda\cos 2\varphi;\ \ P_{j2(2)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 90);$$

$$P_{j2(3)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 270);\ \ P_{j2(4)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 180);$$

$$P_{j2(5)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + \theta);$$

$$P_{j2(6)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 90 + \theta);$$

$$P_{j2(7)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 270 + \theta);$$

$$P_{j2(8)} = c_1\lambda\cos 2(\varphi + 180 + \theta).$$

Проекции сил инерции второго порядка на ось *Y* вычисляются по формулам для цилиндров с 1-го по 8-й:

$$P_{j2y(i)} = P_{j2(i)}\cos\frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}.$$

Проекции тех же сил на ось *X* вычисляются для цилиндров с 1-го по 4-й:

$$P_{j2x(i)} = -P_{j2(i)}\sin\frac{\gamma_{\text{ц}}}{2};$$

для цилиндров с 5-го по 8-й:

$$P_{j2x(i)} = P_{j2(i)}\sin\frac{\gamma_{\text{ц}}}{2}.$$

Продольный момент от сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс относительно точки "*O*" (см. рис. 5), действующий в плоскости, проходящей через ось *Y*,

$$\begin{aligned} M_{2y} = {} & (1,5a + 0,5b)P_{j2y(1)} + (0,5a + 0,5b)P_{j2y(2)} - \\ & - (0,5a - 0,5b)P_{j2y(3)} - (1,5a - 0,5b)P_{j2y(4)} + \\ & + (1,5a - 0,5b)P_{j2y(5)} + (0,5a - 0,5b)P_{j2y(6)} - \\ & - (0,5a + 0,5b)P_{j2y(7)} - (1,5a + 0,5b)P_{j2y(8)} = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

а момент тех же сил, действующий в плоскости оси *X*,

$$\begin{aligned} M_{2x} = {} & (1,5a + 0,5b)P_{j2x(1)} + (0,5a + 0,5b)P_{j2x(2)} - \\ & - (0,5a - 0,5b)P_{j2x(3)} - (1,5a - 0,5b)P_{j2x(4)} + \\ & + (1,5a - 0,5b)P_{j2x(5)} + (0,5a - 0,5b)P_{j2x(6)} - \\ & - (0,5a + 0,5b)P_{j2x(7)} - (1,5a + 0,5b)P_{j2x(8)} = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Приведенные зависимости можно использовать при динамическом анализе уравновешивания 8-цилиндрового четырехтактного двигателя, имеющего V-образную компоновку, с крестообразным коленчатым валом, с разными углами развала цилиндров, угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов и равномерным чередованием вспышек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сегаль В. Ф.** Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — Л., Машиностроение, 1974. — 248 с.
2. **Конструирование** двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н. Д. Чайнова. — М.: Машиностроение, 2010. — 496 с.
3. **Кинематический** и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, Н. Д. Чайнов. — М.: МГМУ "МАМИ", 2012. — 120 с.
4. **Двигатели** внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и др.; под ред. В. Н. Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая школа, 2005. — 400 с.

УДК 656.13

В. Ю. Задворнов, аспирант, **И. А. Зотов,** магистр, **А. В. Кочетков,** д-р техн. наук, профессор,
Л. В. Янковский, канд. техн. наук, доцент, ПНИПУ
E-mail: soni.81@mail.ru

УСТАНОВКА ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЯЖЕЛОЙ ТЕХНИКИ В СЛОЖНЫХ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Работа посвящена разработке устройства, выполненного с использованием пескоструйного аппарата, для увеличения коэффициента сцепления колеса строительных и дорожных машин и коммунальной техники с поверхностью дорожного покрытия и повышения надежности перемещения техники в сложных погодных условиях. Изготовлен опытный образец противопробуксовочной установки и проведено испытание на функционирование в пилотных условиях с имитацией подключения к пневмоколесному экскаватору через подключение к стационарному воздушному компрессору.

Ключевые слова: *автомобиль, устройство, коэффициент сцепления, коэффициент скольжения, пескоструйный аппарат, устойчивость, пневмоколесный экскаватор, шасси, дорожное покрытие, снежно-ледяное образование.*

Work is devoted to development of the device executed with use of the sanding device for increase in coefficient of coupling of a wheel of construction and road cars and municipal equipment with a surface of a paving and increase of reliability of movement of equipment in difficult weather conditions. The prototype installation is made and test for functioning in pilot conditions with imitation of connection to the pneumowheel excavator through connection to the stationary air compressor is carried out.

Keywords: *car, device, coupling coefficient sliding coefficient, sanding device, stability, pneumowheel excavator, chassis, paving, snow ice formation.*

Введение

В работе рассматривается применение противопробуксовочной установки в Пермском крае, учитывая особенности температурной зоны и длительность зимнего периода. Согласно Постановлению Госстроя РФ от 19.06.2001 № 61 зимний период в Пермском крае длится с 25 ноября по 10 апреля, в данный промежуток времени на всей территории Пермского края дорожное движение затрудняется из-за ухудшения погоды, вследствие чего дорожное полотно покрывается мокрым или уплотненным снегом, а местами и льдом, что влечет за собой уменьшение сцепления колеса транспортных средств (ТС) с поверхностью дорожного покрытия.

Для увеличения коэффициента сцепления колеса ТС с дорогой и повышения надежности перемещения машин в сложных погодных условиях предлагается использовать ППУ, устанавливаемую на надрамник машины либо на шасси с возможность ручного и автоматического управления для подачи абразивного материала под ведущие колеса строительной, дорожной и коммунальной техники на пневмоколесном ходу [1—5].

Данная проблема распространена на большей части регионов России и других стран. Проведенный опрос среди водителей крупной строительной техники о необходимости применять противопробуксовочную установку (ППУ) показал, что в зимний период при совершении рейсов даже на хорошо изученной трассе зачастую возникают проблемы с дорожным покрытием, что влечет за собой потерю сцепления колес с дорогой, потерю контроля над управлением ТС с последующим заносом.

На крутом подъеме с обледенелым участком трассы также возникает потеря сцепления колес с дорогой, что приводит к остановке, образованию затора и пробки.

Актуальность

В связи с этим разработка противопробуксовочной установки является актуальной, так как дорожные службы не всегда успевают следить за

состоянием дорог должным образом из-за больших масштабов и общей протяженности дорог и допускают образование наледи на дорожном покрытии или накатанного снега, что приводит к уменьшению коэффициента сцепления колеса с дорогой. Данную проблему ежегодно можно наблюдать на дорогах нашей страны с октября по апрель.

Цель исследований: обеспечение безопасности дорожного движения за счет повышения сцепления грузовых и специальных автомобилей с дорожным покрытием на основе разработки противопробуксовочного устройства с использованием пескоструйного аппарата для увеличения коэффициента сцепления колеса с дорогой.

Задачи исследований

1. Провести аналитический обзор существующей технической литературы и нормативного обеспечения с целью выявления основных влияющих факторов, снижающих показатели дорожного движения по причине дорожных условий [1-11].

2. Разработать индивидуальное (используемое на данном автомобиле) вспомогательное, портативное средство распределения фрикционных материалов для повышения коэффициента сцепления колес.

3. Изготовить опытный образец противопробуксовочной установки и провести испытание на функционирование в пилотных условиях с имитацией подключения к пневмоколесному экскаватору через подключение к стационарному воздушному компрессору.

Теоретическая значимость работы определяется совершенствованием методов исследования безопасности дорожного движения при необеспеченном коэффициенте сцепления колеса грузового и специального автомобиля с дорожным покрытием.

Практическая ценность и реализация результатов работы заключаются в разработке портативного средства распределения фрикционных материалов для повышения коэффициента сцепления колес, позволяющего снизить аварийность и повысить пропускную способность дороги.

Методы и средства исследований: методы обеспечения безопасности дорожного движения, методы экспериментальных исследований и обработки статистических данных, полигонные испытания автомобилей, стендовые испытания "Карусель-2" МАДИ, лаборатория дорожно-строительных материалов.

Объект исследования: специальный грузовой автомобиль, транспортное средство для зимних перевозок, система обеспечения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием при зимнем содержании.

Предмет исследования: эксплуатационный материал, методы технического нормирования, подбора состава материала, регулирования функциональных, технологических и эксплуатационных свойств материала.

Безопасность движения определяется требованиями коэффициента сцепления (регулируется по шероховатости после распределения, составу и вариации компонентов).

Для разработки противопробуксовочной установки необходимо выбрать базовый автомобиль (являющийся предметом исследования) для выполнения построения пространственной модели и выполнения числовых расчетов, для дальнейшей сборки и установки ППУ на пневмоколесном шасси ТС.

В качестве базового ТС предложено использовать экскаватор на пневмоколесном ходу ЕА-17К, представлен на рис. 1.

Экскаватор на автомобильном шасси КАМАЗ представляет из себя землеройную машину многоцелевого назначения, предназначенную для рытья котлованов, работы в карьерах, выполнения траншей в грунтах разных категорий, перегрузки сыпучих материалов, различных фракций (величиной не более 200 мм) скальных пород и мерзлых грунтов. Экскаватор ЕА-17К может работать в температурном диапазоне окружающей среды от −40 °С до 40 °С. Он используется при землеройных работах в городских условиях, сельскохозяйственной промышленности, промышленном и дорожном строительстве.

Выбор экскаватора ЕА-17К обоснован имеющейся у него коробкой отбора мощности (КОМ) с двумя выходами для подключения двух воздушных компрессоров, что позволит подключить противопробуксовочную установку к имеющемуся

Рис. 1. Экскаватор ЕА-17К на базе шасси автомобиля КАМАЗ

дополнительному компрессору без использования пневмосистемы тормозного контура.

От КОМ зависит выбор дополнительного оборудования и предполагаемых задач. Учитываются параметры по эксплуатации, качество и простота монтажа. К коробке отбора мощности подсоединяют различные механизмы, нуждающиеся в приводе, передающие усилие на требуемый агрегат. Технические требования определяют параметры устанавливаемого оборудования.

Как и вся пневмоколесная техника, экскаваторы на пневмоколесном ходу могут подвергаться влиянию природных условий, а именно в зимний период, когда дороги покрываются снегом или льдом, машина может потерять сцепление с дорогой из-за низкого коэффициента сцепления, вследствие чего увеличиваются тормозной путь при торможении и вероятность пробуксовки колес при подъеме в гору. В итоге машину под своим весом начинает стаскивать вниз, тащить на обочину, разворачивать поперек проезжей части, тем самым создается препятствие другим участникам дорожного движения.

Все мы не раз видели перегородившую дорогу машину (рис. 2), но, зачастую, это не вина водителя. Такое может случиться с каждым.

Одни водители перед крутым подъемом заранее надевают на колеса противопробуксовочные цепи или ремни. Другие водители в надежде на свой опыт стараются преодолеть обледенелый участок без каких-либо дополнительных приспособление, а третьи надеются на современные электрогидравлические и пневматические системы. Такие, как система Rotogrip, где при помощи пневмопривода приводится в соприкосновение кольцо с цепями и шина колеса ТС.

При езде по заснеженной дороге кольцо начинает вращаться. Благодаря возникновению центробежных сил, отрезки цепей достигают горизонтального положения в пространстве и все время как бы забрасываются под колеса автомобиля, обеспечивая повышение сцепления колеса с дорогой. После проезда по сложному участку дороги водитель выключает устройство и движется в штатном режиме. Увы, гарантий на успешный подъем не остается ни при одном из названных способов. В любой момент колеса машины могут потерять сцепление с дорожным покрытием, и при движении в гору ТС остановится, вследствие пробуксовки не сможет двигаться дальше. При торможении машину может занести.

Для предотвращения потери сцепления с дорожным покрытием предложена противопробуксовочная установка.

Для увеличения коэффициента сцепления колеса с дорогой на сегодняшний день разработано множество устройств, но все они не могут постоянно выполнять свою задачу либо из-за неудобства монтажа, либо вследствие своей высокой стоимости.

В работе предложена противопробуксовочная установка, работающая по принципу пескоструйного аппарата (рис. 3), который используется при абразивоструйной обработке металлических поверхностей, где мелкие абразивные частицы уско-

Рис. 2. Машина, перегородившая проезжую часть (http://www.nubo.ru/pavel_egorov/photo/04bps18.jpg "Фотоблог событий в мире от Павла Егорова")

Рис. 3. Пескоструйный аппарат (https://auto.today/bok/4769-dlya-chego-nuzhen-peskostruynyy-apparat-sovety-po-vyboru-i-samostoyatelnoy-sborke.html)

ряются из пескоструйного аппарата при помощи энергии сжатого воздуха.

Принцип работы пескоструйного аппарата состоит в процессе смешивания двух сред, в которой одна из двух — воздух. Находясь под высоким давлением, он действует на другую среду — песок, перемещая его в заданном направлении. Называется этот процесс эжекцией.

Из компрессора под высоким давлением подается сжатый воздух, который подхватывает песчаные частицы и разгоняет их до скорости 30...40 м/с. Через сопло песок попадает на обрабатываемую поверхность.

Также в конструкцию входят: шланги определенного диаметра, кабели для подключения к электросети и средства защиты. Наиболее важным элементом можно считать сопло, которое изготавливают из карбидвольфрама. По причине недолговечности не рекомендуется использовать керамические и чугунные сопла.

ПА бывают трех типов, наиболее распространенные из них: вакуумные и основанные на принципе всасывания — эжекции, из которых в качестве аналога решено выбрать второй тип, исходя из простоты конструкции и надежности работы.

Первый тип работает по гравитационному принципу. Над абразивным материалом (песком) и под ним давление одинаковое. Через дозатор зерна песка попадают в поток воздуха.

У аппарата второго типа зерна через стояк и дозировочное устройство (изогнутый трубопровод) и специальное сопло принудительно подаются в шланг аппарата. Около 95 % всех приборов, которые используются в пескоструйных работах, имеют большой объем и работают по гравитационному принципу.

Залогом эффективного функционирования ППУ является сопло, которое обеспечит стабильный расход и равномерное распределение абразивного материала (песка) по траектории накатывание колеса.

Выбор сопла, а именно диаметра сечения выходного отверстия, имеет такое же важное значение, как и выбор воздушного компрессора, который обеспечивает работу и ПА, и противопробуксовочной установки. Сопло должно рассматриваться как штучный инструмент при работе с ПА и ППУ.

Сопло определяется в зависимости от имеющегося количества воздуха, по правилу: "Мощность струи воздуха с абразивным материалом (песком) прямо пропорциональна имеющемуся в ресивере объему воздуха, который проходит через сечение в сопле под высоким давлением".

Следовательно, используя сопло с сечением выходного отверстия диаметром 6 мм, можно достичь среднего расхода воздуха с абразивным материалом в размере 8,3 мм^3/с, а при использовании сопла размером 9,5 мм расход составит уже 18,3 мм^3/с.

Для противопробуксовочной установки решено использовать короткое сопло типа Вентури, приведенное на рис. 4, которое отличается от других сложной геометрической формой, благодаря чему скорость материала на выходе увеличивается в 2 раза.

Противопробуксовочная установка предназначена для увеличения коэффициента сцепления колеса с дорогой во время езды по скользкой, заснеженной или мокрой дороге.

Установка, размещенная на жестком кронштейне (рис. 5), который крепится на раму или надрамник машины при помощи четырех стремянок, подсоединяется к дополнительному воздушному компрессору, установленному на коробке отбора мощности для обеспечения подачи в ресивер противопробуксовочной установки сухого воздуха. Прежде чем попасть в ресивер, воздух должен пройти через влагоосушитель.

Противопробуксовочное оборудование, установленное на раму машины, управляется автоматически от антиблокировочной системы АБС (установка должна использоваться при торможе-

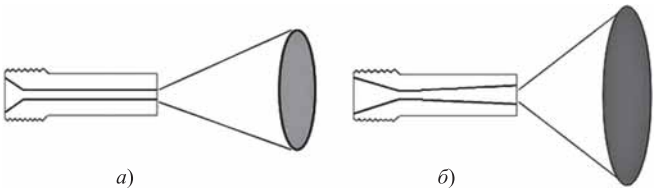


Рис. 4. Сопла:

а — цилиндрическое; *б* — Вентури (http://blastanticor.ru/kak-vybrat-soplo/ Статья: "Как выбрать пескоструйное сопло?")

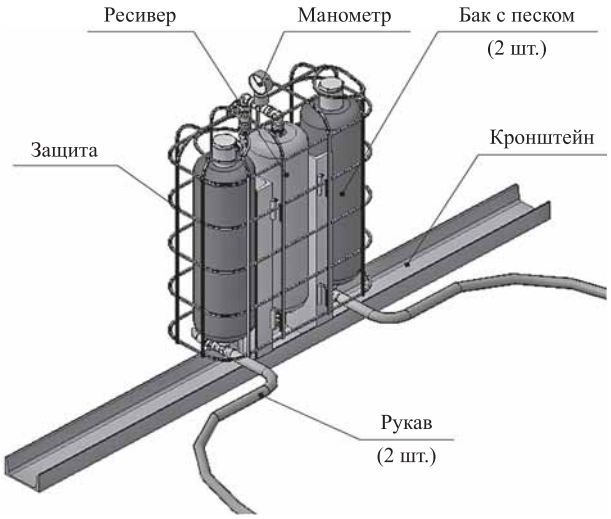


Рис. 5. Противопробуксовочная установка

нии, в случае, когда колеса машины, находящиеся на скользкой поверхности, теряют сцепление, противопробуксовочная установка автоматически подает смесь под колеса машины, повышая коэффициент сцепления колес с дорогой) либо механически при пробуксовке колес, когда водитель заранее может оценить состояние дорожного покрытия. В этом случае водитель вручную включает подсыпку абразивного материала под траекторию накатывания колеса машины.

Противопробуксовочная установка выполняется из двух резервуаров с песком, расположенных симметрично на кронштейне относительно ресивера. К ресиверу обеспечен подвод воздуха от воздушного компрессора, установленного на КОМ.

В ресивер воздух поступает сухой, так как между ресивером и компрессором устанавливается влагоосушитель, также сама конструкция ресивера не позволяет проникать влаге в рабочие пневморукава.

Для наполнения ресивера воздухом до определенного давления и защиты ресивера от деформаций и разрушения предусмотрены механические клапаны. Обратный клапан установлен на входе в ресивер, а защитный клапан для сброса воздуха при давлении выше нормы встраивается на выходе из ресивера. Также на выходе из ресивера устанавливается манометр для контроля работы пневмосистемы, позволяющий определить работу защитного клапана и работу компрессора в случае его отказа.

После манометра устанавливается тройник, от которого расходятся шланги в армированной оплетке, входящие в тройники, установленные на электромагнитных заслонках в нижней части резервуаров с песком. Электромагнитные заслонки одновременно с электромагнитным клапаном, установленным между манометром и тройником, управляемые водителем транспортного средства, открываются на отрегулированный угол.

После открытия заслонок, установленных на резервуарах с песком, песок или любой другой абразивный материал размером не более 1 мм начинает ссыпаться к тройнику, куда в этот же момент с высокой скоростью подается сжатый воздух, который, подхватывая абразивные частицы, несет их в воздушном потоке по рукавам, присоединенным к тройникам на резервуарах с песком. После преодоления рукавов песковоздушная смесь вырывается через сопло на дорожную поверхность по траектории накатывания колеса машины, образовывая тем самым поверхность повышенного трения.

Выводы

1. Проведен анализ проблем по эксплуатации строительных и дорожных машин в зимний период и определена машина для монтажа противопробуксовочной установки.

2. Проведен обзор существующих противопробуксовочных установок и анализ проблем по эксплуатации машин в неблагоприятных погодных условиях.

3. Выбран аналог пескоструйного аппарата для разработки противопробуксовочной установки.

4. Спроектирован 3D-образ противопробуксовочной установки.

5. Описан принцип работы противопробуксовочной установки. Разработана конструкторская документация с подбором комплектующих на противопробуксовочную установку.

6. Определены технико-эксплуатационные параметры пневмоколесного экскаватора на пневмоколесном ходу с применением ППУ.

7. Изготовлен опытный образец противопробуксовочной установки и проведено испытание на функционирование в пилотных условиях с имитацией подключения к пневмоколесному экскаватору через подключение к стационарному воздушному компрессору.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Беркман Л. И., Раннев А. В., Рейш А. К.** Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы. — М.: Машиностроение, 1994. — 304 с.
2. **Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М.** Автомобили. — Л.: Машиностроение, 1973. — 504 с.
3. **Бортницкий П. И., Задорожный В. И.** Тягово-скоростные качества автомобилей. — Киев: Высш. шк. 1978. — 175 с.
4. **Строительные машины:** Справочник в 2 томах / Под ред. Баумана В. А. — М.: Машиностроение, 1976. Т. 1. — 502 с.
5. **Коротков Л. И.** К расчету нажимных диафрагменных пружин фрикционных сцеплений // Автомобильная промышленность. — 1967. — № 10. — С. 24—26.
6. **Лукин П. П., Гаспарянц Г.А., Родионов В. Ф.** Конструирование и расчет автомобиля. — М.: Машиностроение, 1984. — 376 с.
7. **Проектирование** трансмиссии автомобилей: Справочник / Под ред. А. И. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
8. **Шасси автомобиля:** Атлас конструкций. — М.: Машиностроение, 1977. — 108 с.
9. **Гринцевич В. И.** Техническая эксплуатация автомобилей. Технологические расчеты: Учебное пособие. — Красноярск: Сиб. Федер. ун-т, 2011. — 194 с.
10. **Основы** проектирования машин: Учебное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. / И. Ф. Дьяков, В. Я. Недоводеев, В. Н. Демокритов, А. В. Олешкевич. — Ульяновск: Изд. УлГТУ, 2012. — 127 с.
11. **Зорин В. А.** Основы работоспособности технических систем. — М.: ООО "Магистр-Пресс", 2005. — 536 с.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, **Ю. С. Романович, Р. В. Плякин,** канд. техн наук,
О. В. Пузанова, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь
E-mail: avtobru@gmail.com

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ. ЧАСТЬ 2

Результаты исследования

Результаты моделирования приведены на рис. 3—6, на которых изображены графики основных процессов, характеризующих режимы работы фрикционов, двигателя и трансмиссии при переключениях передач. Графики на рис. 3 и 4 получены при переключении передач $3 \to 4$. Приняты следующие обозначения фрикционов: Φ_1 и Φ_3 — фрикционы первой и третьей передач; $\Phi_н$ и $\Phi_в$ — фрикционы понижающего и повышающего диапазонов. При переключении $3 \to 4$ фрикционы Φ_3 и $\Phi_н$ выключаются, а Φ_1 и $\Phi_в$ — включаются.

Графики на рис. 3 получены при следующих значениях варьируемых параметров управления: $n_{т.в}$ = = 1950 мин$^{-1}$; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0{,}2$ с, а на рис. 4 — при $n_{т.в}$ = 1800 мин–1; $t_{п.п} = +0{,}2$ с; $t_{бл} = -0{,}4$ с.

На рис. 3, *а*, и 4, *а*, изображены графики изменения давлений в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 3, *б*, и 4, *б*, — графики удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы $W_{уд}$ буксования фрикционов; на рис. 3, *в*, и 4, *в*, — приращения поверхностной температуры $\Delta T_п$ в контакте фрикционных дисков; на рис. 3, *г*, и 4, *г*, — графики градиентов температуры стальных дисков grad$T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками grad$T_{мк}$; на рис. 3, *д*, и 4, *д*, — моменты на карданном валу $M_к$; на рис. 3, *е*, и 4, *е*, — моменты двигателя $M_д$ и турбины ГДТ $M_т$; на рис. 3, *ж*, и 4, *ж*, — частоты вращения двигателя n_1 и турбины $n_т$; на рис. 3, *з*, и 4, *з*, — ускорения автомобиля.

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить их очевидные различия. Во втором варианте параметров управления (см. рис. 4) существенно возрастает теплонапряженность фрикционов коробки передач Φ_1 и $\Phi_в$. Удельная работа $W_{уд}$ фрикциона $\Phi_в$ возрастает в 1,45 раза, фрикциона Φ_1 — в 7,5 раза, а удельная мощность обоих фрикционов — в 1,84 раза. Приращение температуры поверхностей трения дисков фрикциона Φ_1 за время включения возросла в 4,38 раза, а фрикциона $\Phi_в$ — в 1,38 раза. Существенно увеличились значения градиентов температуры дисков обоих фрикционов, особенно дисков с фрикционной металлокерамической накладкой, следовательно, возросли и их термические напряжения. Так, градиент температуры стальных дисков фрикциона Φ_1 увеличился в 1,89 раза; фрикциона $\Phi_в$ — в 1,62 раза; металлокерамических дисков фрикциона Φ_1 — в 3,5 раза; фрикциона $\Phi_в$ — в 1,6 раза. Очевидно, что долговечность фрикционов в этом случае будет значительно ниже.

При моделировании температуры фрикционных дисков осуществлялась дискретизация их по толщине с выделением тонких слоев толщиной $\Delta x = 0{,}05$ мм. Для каждого слоя определялось изменение во времени температуры на левой и правой его поверхностях. На рис. 3, *в*, и 4, *в*, представлены графики температуры только на контактных поверхностях дисков.

Градиент температуры в каждом *i*-м слое диска gradT_i определяется из соотношения

$$\text{grad}\, T_i = \frac{T_i - T_{i+1}}{\Delta x}, \qquad (6)$$

где T_i, T_{i+1} — температуры на левой и правой поверхностях *i*-го слоя диска.

Температура слоев диска по мере удаления от поверхности трения снижается, следовательно, величина gradT_i также уменьшается. В результате возникают термические напряжения, обусловленные различием тепловых расширений радиальных размеров слоев и возникновением соответствующих деформаций. В совокупности с механическими напряжениями от передаваемого момента трения суммарные напряжения могут превысить предельную

величину допускаемых напряжений и привести к повреждению дисков. При этом происходит отслоение и выкрашивание металлокерамического слоя. Для стальных дисков наиболее характерные виды повреждений — коробление и разрывы. Как видно из рис. 3, *г*, и 4, *г*, градиент температуры стального диска за время буксования фрикциона меняет знак, что усугубляет его напряженное состояние.

Сравнивая графики на рис. 3, *д*, и 4, *д*, и на рис. 3, *з*, и 4, *з*, можно отметить, что неудачный выбор параметров управления переключением передач может привести к торможению автомобиля вслед-

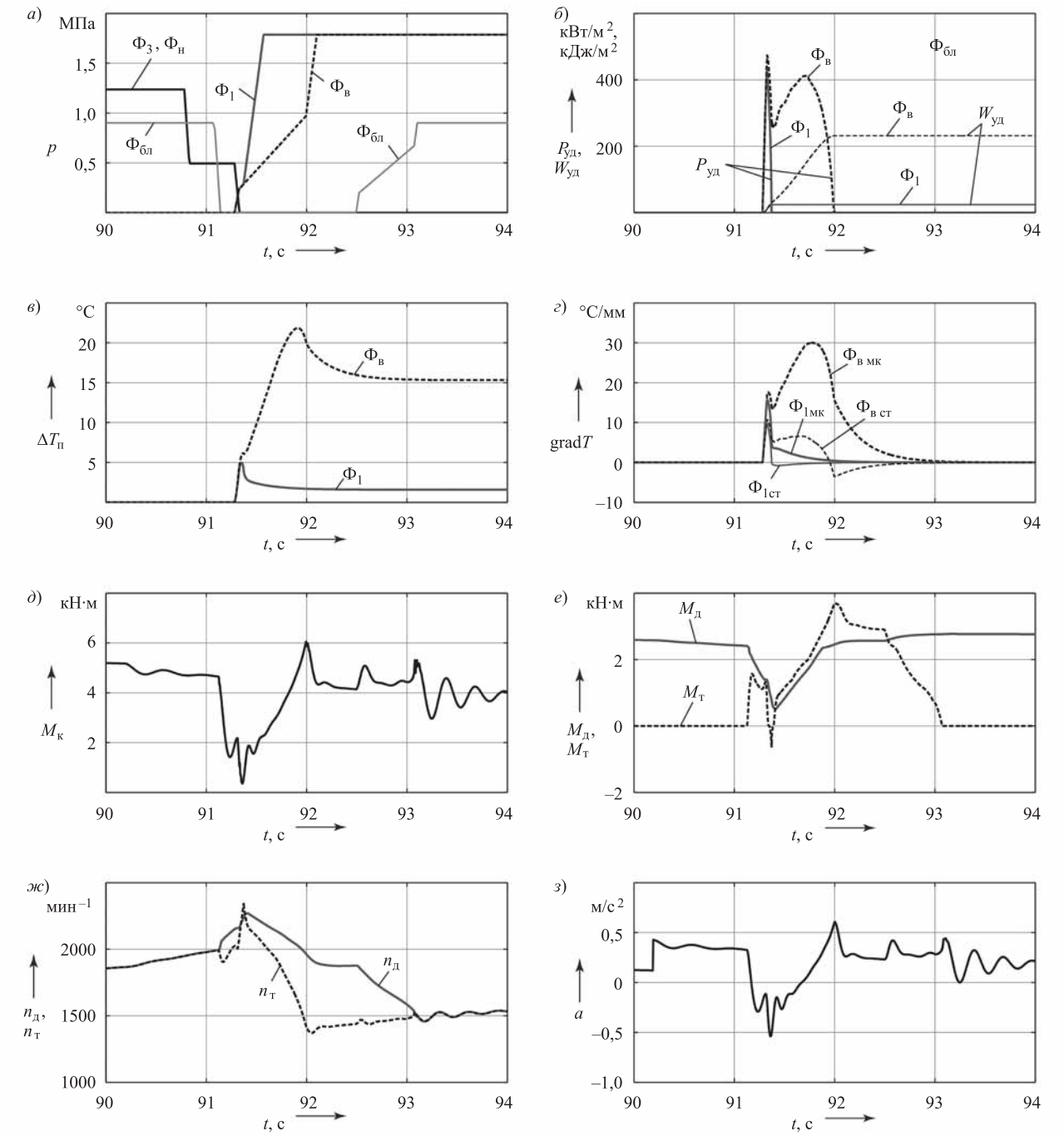


Рис. 3. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.в}$ = 1950 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = 0; $t_{бл}$ = –0,2 с

ствие возникновения отрицательного момента на карданном валу. В данном случае причиной является слишком большое время перекрытия передач $t_{п.п}$ = +0,2 с, что привело к циркуляции потока энергии в замкнутом контуре, как отмечалось в [6].

На рис. 5 и 6 приведены графики исследуемых процессов при переключении передач 4 → 3.

Графики на рис. 5 получены при следующих значениях параметров алгоритма управления: $n_{т.н}$ = 1500 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = −0,05 с; $t_{бл}$ = −0,2 с; а на рис. 6 — при $n_{т.н}$ = 1375 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = −0,2 с; $t_{бл}$ = −0,4 с. В этом случае изменение параметров алгоритма управления привело к еще большей разнице оцениваемых показателей процесса пере-

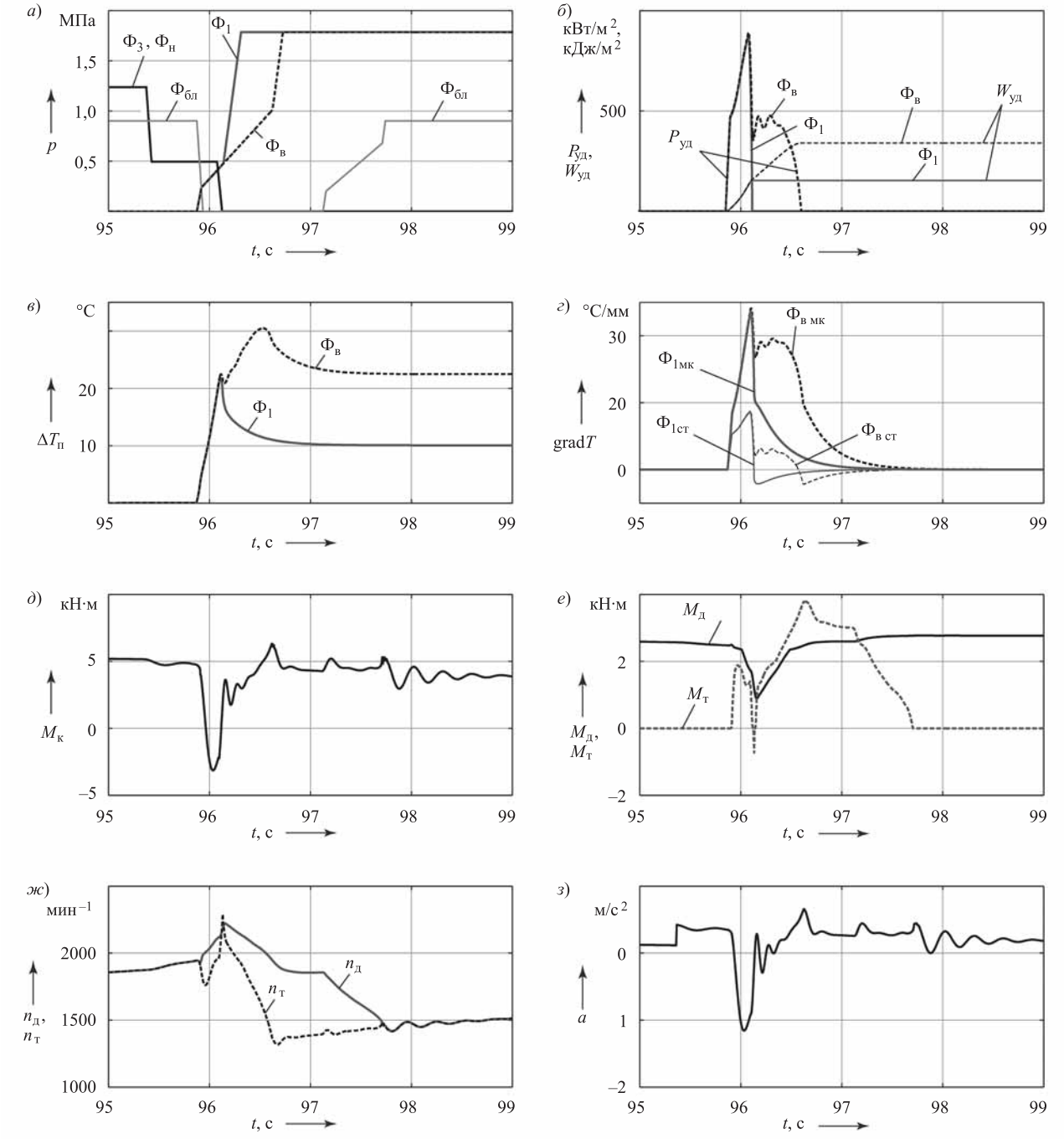


Рис. 4. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.в}$ = 1800 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = +0,2 с; $t_{бл}$ = –0,4 с

ключения. Особенно это относится к $P_{уд}$, $W_{уд}$, $\Delta T_п$, grad$T_{ст}$ и grad$T_{мк}$. Обусловлено это отличие несогласованным управлением фрикционами: слишком раннее выключение фрикциона блокирования ГДТ при большой величине отрицательного перекрытия передач $t_{п.п}$. Из сравнения графиков на рис. 5, *ж*, и 6, *ж*, видно, что во втором варианте сразу же после разблокирования ГДТ двигатель начал быстро разгоняться, а турбина, наоборот, не разгоняется, вследствие чего, как видно из рис. 6, *е*, момент на турбине существенно возрастает, что приводит к перегрузке включаемых фрикционов $Ф_З$ и $Ф_Н$ коробки передач (рис. 6, *б—г*). Возникает сильное замедление автомобиля (рис. 6, *з*).

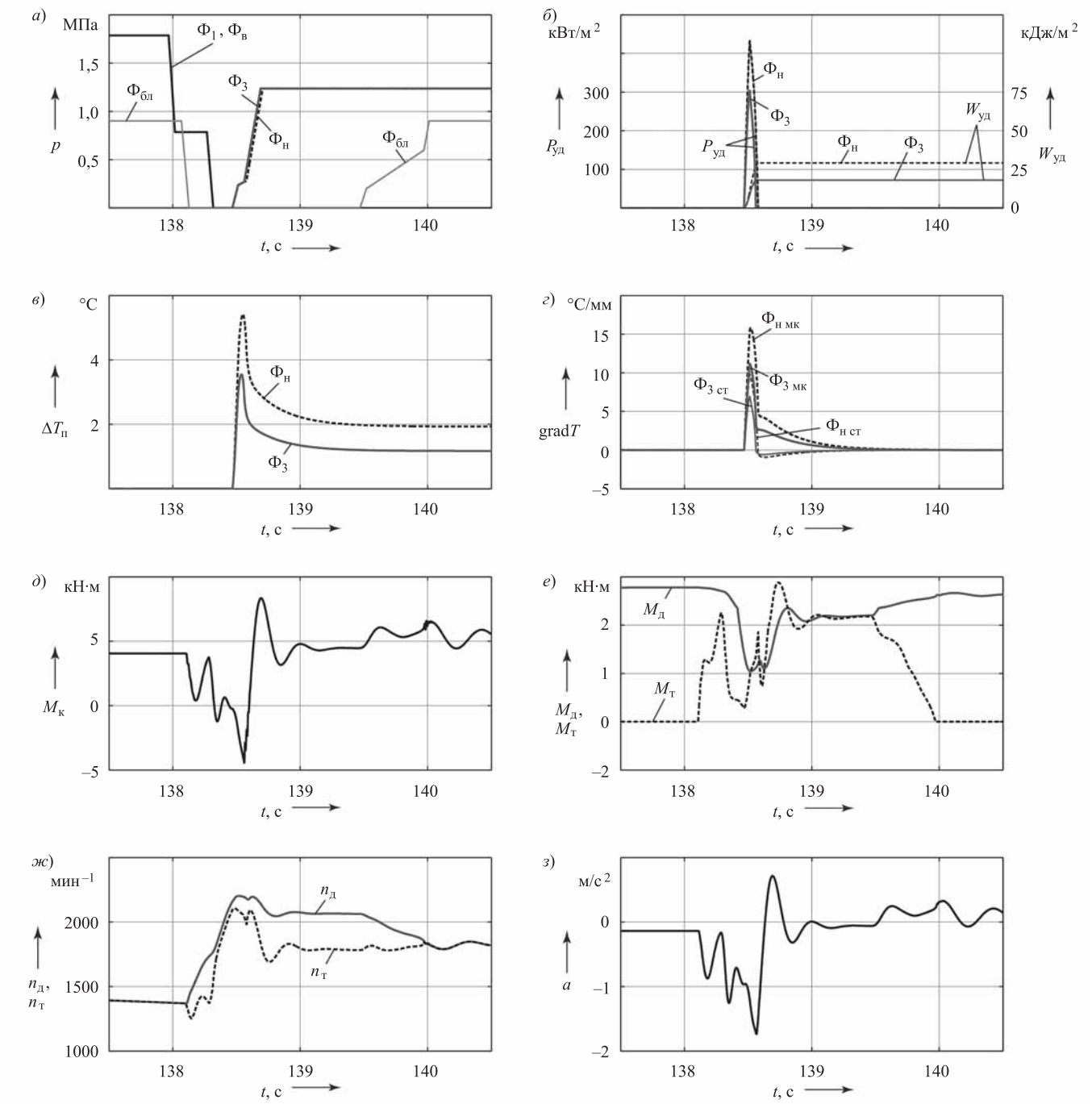


Рис. 5. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.н}$ = 1500 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = –0,05 с; $t_{бл}$ = –0,2 с

Для выявления влияния параметров алгоритма управления на показатели транспортной эффективности самосвала, на критерии динамичности нагружения механизмов трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов коробки передач проведено планирование эксперимента, при котором осуществлялось варьирование параметров алгоритма управления на трех уровнях. Движение самосвала предполагалось с полной подачей топлива по упомянутому выше маршруту реального карьера. В соответствии с графиком, показанным на рис. 1, *а,* принимали пороговые значения параметра $n_{т.в}$ = 1800; 1950; 2100 мин$^{-1}$, а параметра $n_{т.н}$ = 1250; 1375; 1500 мин$^{-1}$. Пара-

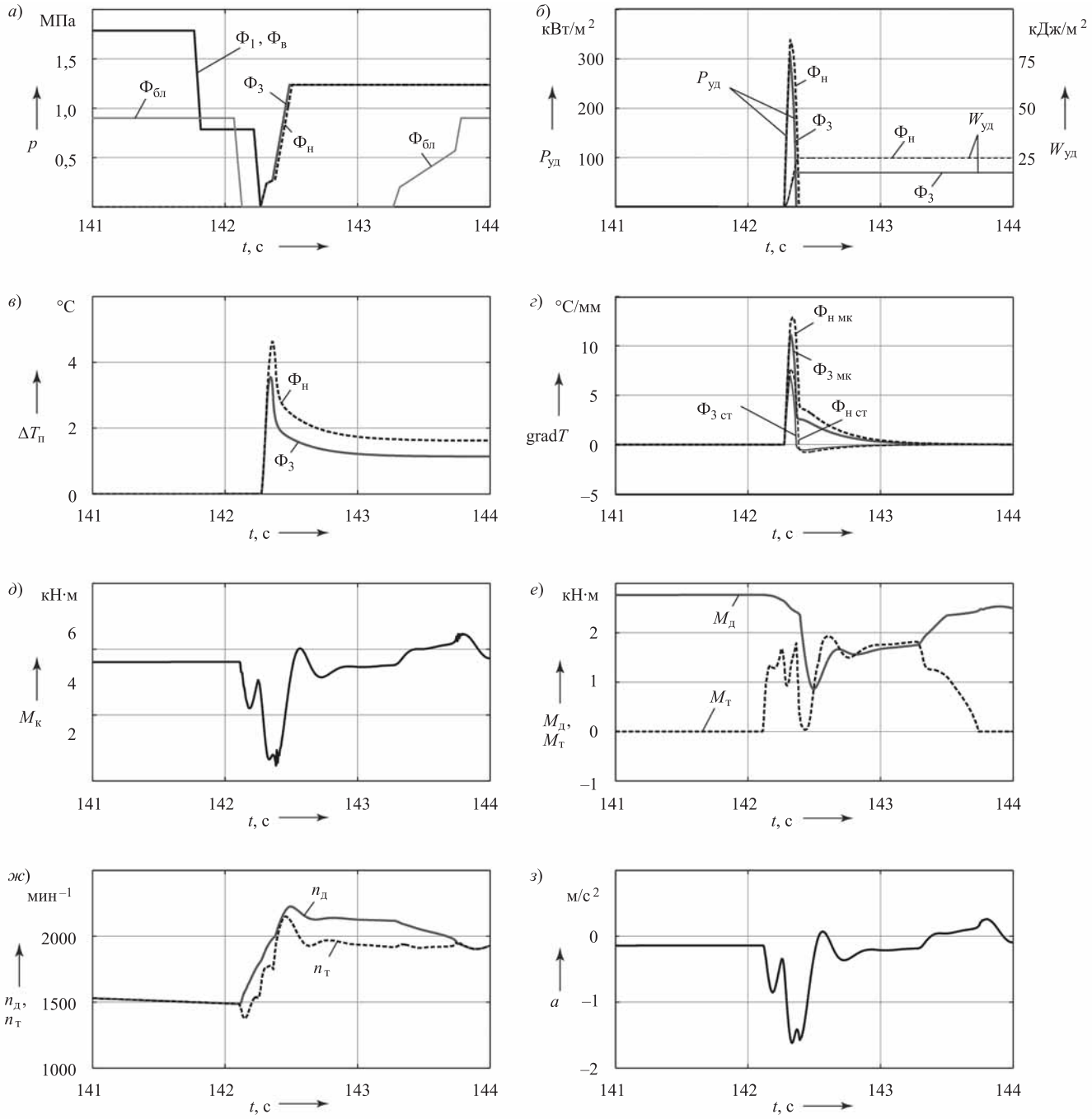


Рис. 6. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т.н}$ = 1375 мин$^{-1}$; $t_{п.п}$ = –0,2 с; $t_{бл}$ = –0,4 с

метр $t_{п.п}$ варьировали на уровнях −0,2; 0,0; +0,2 с, а параметр $t_{бл}$ на уровнях −0,4; −0,2; 0,0 с. С этими параметрами на основе математической модели проводился вычислительный эксперимент, по результатам которого построены уравнения регрессий [7]. Параметры алгоритма принимались в качестве варьируемых факторов, а функциями отклика были критерии эффективности и качества процессов управления.

Факторы нормировали в соответствии с соотношением:

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\Delta X_i}; \quad i = \overline{1, n}, \tag{7}$$

где x_i — нормированное (безразмерное) значение i-го фактора; n — количество факторов (в нашем случае $n = 4$); X_i — натуральное значение i-го фактора; X_i^0 — значение i-го фактора в центре плана (соответствует средним значениям параметров $n_{т.в}$, $n_{т.н}$, $t_{п.п}$, $t_{бл}$); ΔX_i — интервал (шаг) варьирования i-го фактора:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2}. \tag{8}$$

В результате получаем следующие значения нормированных факторов: на верхнем уровне $x_i = +1$; на нижнем $x_i = -1$; в центре плана $x_i = 0$. На приведенных ниже графиках результатов вычислительного эксперимента приняты следующие обозначения: $x_1 \to n_{т.в}$; $x_2 \to n_{т.н}$; $x_3 \to t_{п.п}$; $x_4 \to t_{бл}$.

В качестве уравнений определяемых регрессий приняты квадратичные полиномы. При четырех факторах они имеют вид:

$$\begin{gathered} y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_1 + b_3x_1 + b_4x_1 + b_5x_1x_2 + \\ + b_6x_1x_3 + b_7x_1x_4 + b_8x_2x_3 + b_9x_2x_4 + b_{10}x_3x_4 + \\ + b_{11}x_1^2 + b_{12}x_2^2 + b_{13}x_3^2 + b_{14}x_4^2, \end{gathered} \tag{9}$$

где y — функция отклика; b_j, $j = 0...14$, — коэффициенты регрессии (параметры регрессионной модели).

Количество опытов, необходимое для построения регрессионной модели (9):

$$N = 2^n + 2n. \tag{10}$$

Рассмотрим полученные результаты регрессионного анализа.

На рис. 7, *а—з*, приведены графики, отображающие влияние параметров алгоритма управления на показатели эффективности выполнения транспортной работы.

Влияние факторов на среднюю скорость движения самосвала на маршруте $v_{ср}$ показано на рис. 7, *а*. Наибольшее влияние на величину $v_{ср}$, характеризующую теоретическую производительность машины, оказывают значения $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Максимальное значение $v_{ср}$ получается при сочетании $x_1 \approx 0$ и $x_2 \approx \approx 0{,}75$, т. е. при $n_{т.в} = 1800$ мин$^{-1}$ и $n_{т.н} = 1450$ мин$^{-1}$. Заметное влияние на $v_{ср}$ оказывает также параметр $t_{бл}$. На рис. 7, *б*, показано влияние факторов на время преодоления маршрута $t_м$. Очевидно, что графики $t_м$ и $v_{ср}$ хорошо согласуются между собой.

На рис. 7, *в*, отражено влияние факторов на расход топлива $Q_м$, затрачиваемого на преодоление маршрута. Здесь также наибольшее влияние оказывают параметры $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Наименьший расход топлива достигается при сочетании $x_1 = 1$ ($n_{т.в} = 2100$ мин$^{-1}$) и $x_2 = -1$ ($n_{т.н} = 1250$ мин$^{-1}$). Полученные результаты, на первый взгляд, парадоксальны. Для объяснения такого результата необходима дополнительная информация. С этой целью фиксировалось количество совершаемых переключений передач на маршруте. На рис. 7, *г—з*, приведено количество включаемых передач (второй N_2, третьей N_3, четвертой N_4, пятой N_5) на маршруте в зависимости от значений варьируемых факторов. Наиболее часто происходило включение четвертой передачи (рис. 7, *е*).

На рис. 7, *з*, отображено суммарное количество переключений передач на маршруте. Как следует из этого рисунка, наибольшее влияние на количество переключений оказывает параметр $n_{т.в}$. Чем меньше значение $n_{т.в}$ и больше $n_{т.н}$, тем большее количество переключений, и, наоборот, чем выше $n_{т.в}$ и ниже $n_{т.н}$, тем меньше переключений. Это объясняет парадокс результата, отображаемый на рис. 6, *в*. Дело в том, что слишком частое переключение передач заставляет работать управляющую систему в переходных режимах, когда нарушается нормальное установившееся функционирование двигателя и всех механизмов трансмиссии. В результате происходит потеря энергии двигателя на изменение режимов работы механизмов трансмиссии.

Однако, как видно из рис. 7, *а* и *в*, влияние параметров алгоритма управления на $v_{ср}$ и $Q_м$ сравнительно невелико. Наибольшая разность между максимальным и минимальным значениями $v_{ср}$ составляет 5 %, а для $Q_м$ — 1,5 %. Обусловлено это в данном случае особенностями характеристик двигателя QSK19—C750 фирмы CUMMINS, используемого на самосвалах БЕЛАЗ. У этого двигателя в диапазоне частоты вращения $n_д = 1800$—2100 мин$^{-1}$ обеспечивается режим постоянной мощности.

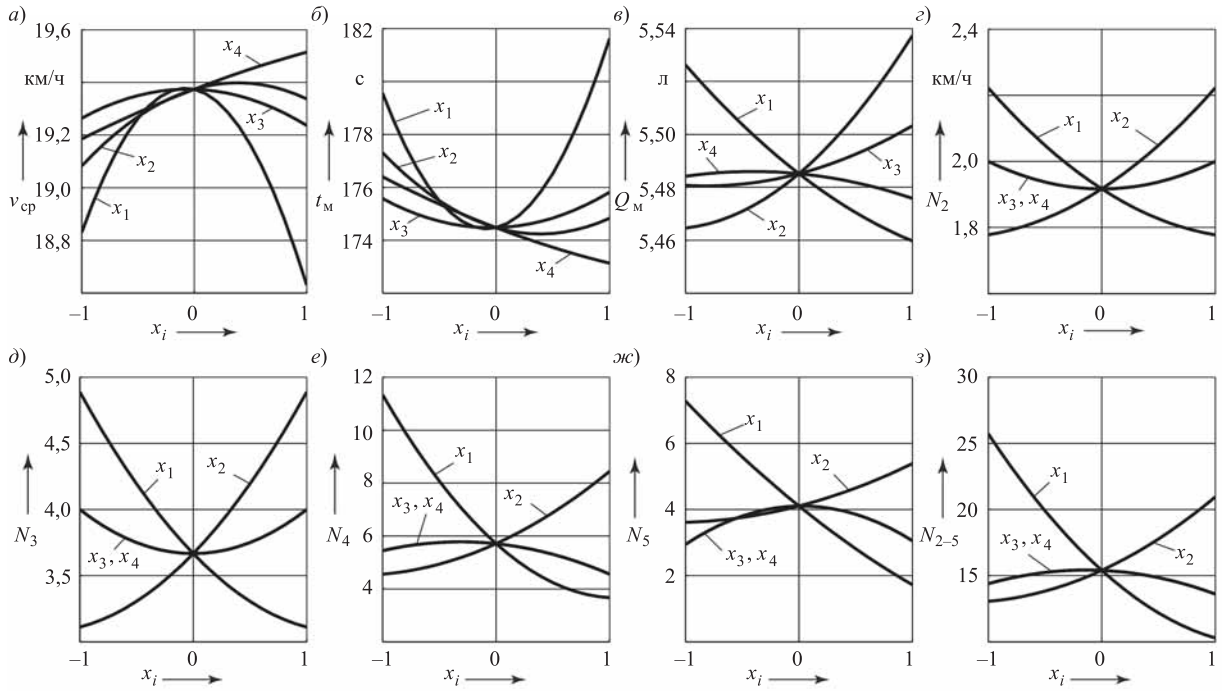


Рис. 7. Зависимости скорости (*а*), времени преодоления маршрута (*б*), расхода топлива (*в*), количества включений второй (*г*), третьей (*д*), четвертой (*е*), пятой (*ж*) передач и суммарного количества переключений (*з*) от параметров алгоритма управления x_i

Для оценки влияния параметров управления на динамическую нагруженность механизмов автомобиля рассмотрим графики на рис. 8, *а—г*.

На этих графиках отображены величины размахов момента на карданном валу ΔM_{34} при переключении передач $3 \to 4$ и ΔM_{43} при переключении передач $4 \to 3$, а также соответствующие им размахи ускорения автомобиля Δa_{34} и Δa_{43}. Размах исследуемой функции определялся как разность между ее максимальным и минимальным значениями в переходном процессе. Как видно из приведенных графиков, наибольшее влияние на ΔM_{34}, ΔM_{43}, Δa_{34}, Δa_{43} оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$ (x_3 на графиках). При переключении на высшую передачу наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач $t_{п.п} = 0$, а на низшую — при отрицательном перекрытии ($x_3 \approx -0{,}5$ или $t_{п.п} = -0{,}1$ с). Существенное влияние оказывает также $n_{т.н}$ (рис. 8, *в* и *г*).

На рис. 9, *а—г*, показаны графики зависимостей удельной мощности буксования фрикционов $P_{ф1}$, $P_{фв}$, $P_{ф3}$, $P_{фн}$, на рис. 8, *д—з*, удельной работы $W_{ф1}$, $W_{фв}$, $W_{ф3}$, $W_{фн}$, а на рис. 8, *и—м*, — времени буксования $t_{ф1}$, $t_{фв}$, $t_{ф3}$, $t_{фн}$ фрикционов $Ф_1$, $Ф_в$, $Ф_3$, $Ф_н$. Наибольшее влияние на их значения оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$. Лучшие ре-

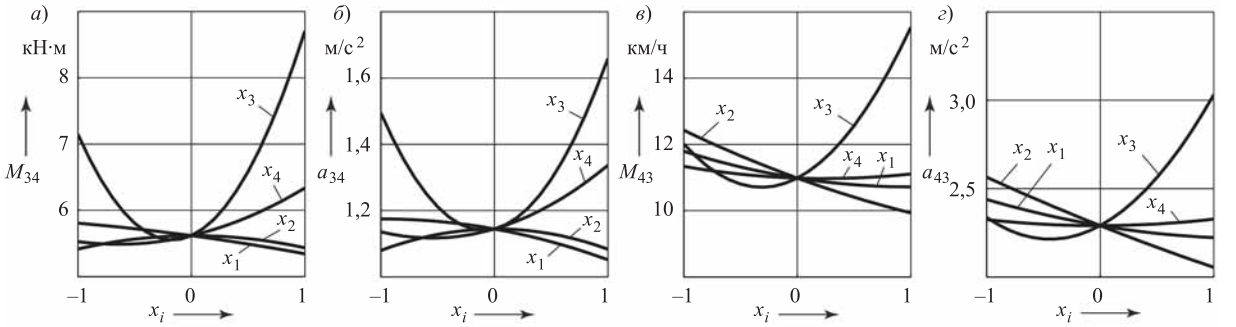


Рис. 8. Влияние параметров алгоритма управления на динамические нагрузки в трансмиссии и ускорение автомобиля

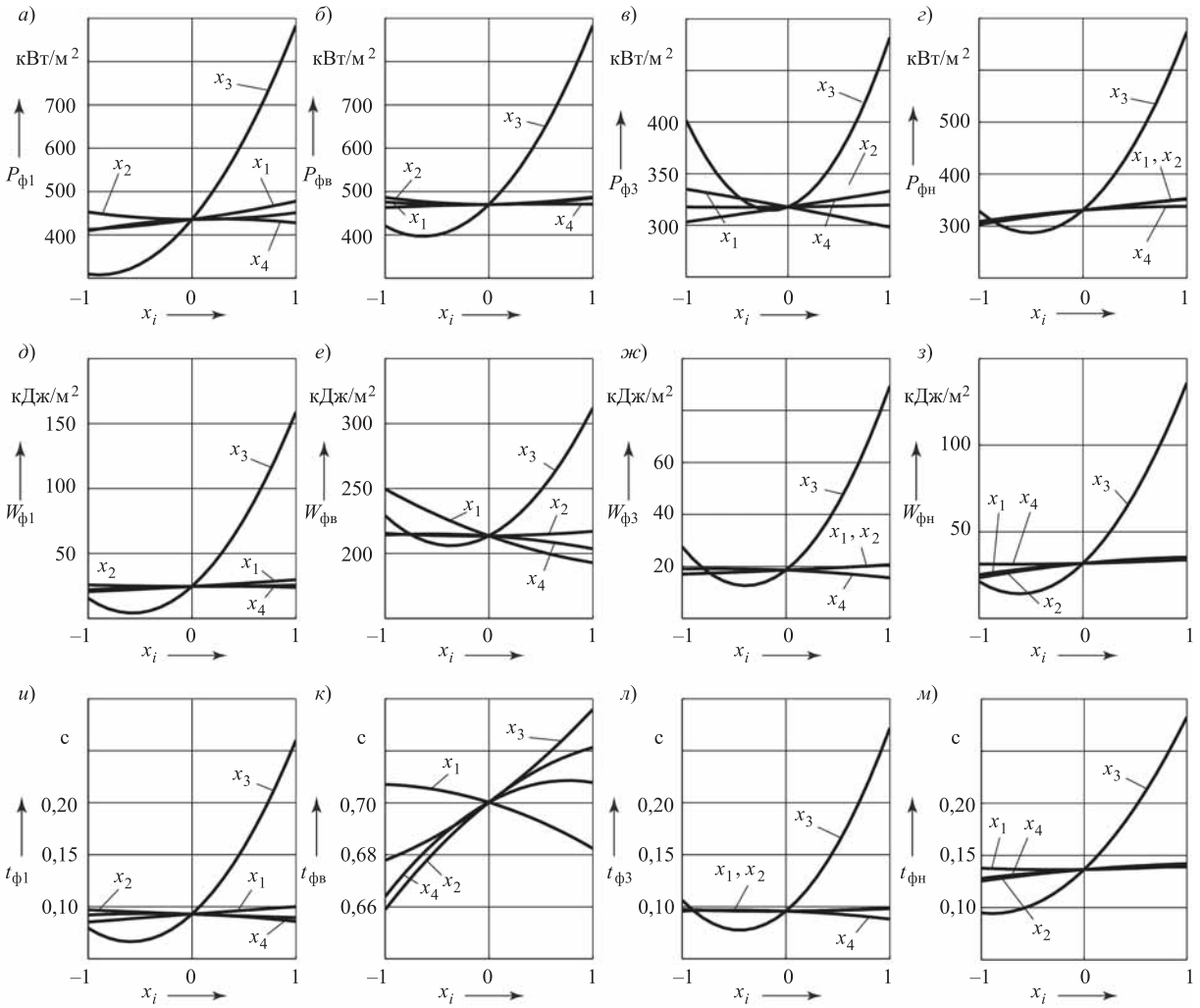


Рис. 9. Влияние параметров алгоритма управления на удельную мощность, работу и время буксования фрикционов

зультаты достигаются при небольшом отрицательном перекрытии передач $t_{п.п} \approx -0{,}1$ с. Остальные параметры алгоритма управления практически не оказывают влияния на эти функции отклика.

Влияние параметров алгоритмов управления на приращение температуры контактных поверхностей фрикционных дисков $\Delta T_{ф1}$, $\Delta T_{фв}$, $\Delta T_{ф3}$, $\Delta T_{фн}$ отражено на рис. 10, *а—г*, на градиенты температуры стальных дисков $\mathrm{grad}T_{ф1ст}$, $\mathrm{grad}T_{фв.ст}$, $\mathrm{grad}T_{ф3ст}$, $\mathrm{grad}T_{фн.ст}$ — на рис. 10, *д—з*, а дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $\mathrm{grad}T_{ф1мк}$, $\mathrm{grad}T_{фв.мк}$, $\mathrm{grad}T_{ф3мк}$, $\mathrm{grad}T_{фн.мк}$ — на рис. 10, *и—м*. Здесь также отмечается наибольшее влияние на показатели теплонапряженности фрикционов величины перекрытия передач $t_{п.п}$. Наименьшая теплонапряженность достигается при небольшом отрицательном перекрытии передач.

Полученные результаты исследования физических свойств механизмов управления переключением передач и их влияния на динамические нагрузки трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов используются при проектировании ГМП и доводке ее конструкции, а также для обоснованного выбора параметров алгоритма управления и конструктивных элементов трансмиссии. Информация о максимальных значениях удельной мощности и удельной работы буксования необходима для определения параметров фрикционов (наружного и внутреннего радиусов фрикционных дисков, толщины дисков, числа пар трения, давления на поверхностях трения дисков и др.).

Рассмотрим основы методики оптимизации параметров алгоритма управления переключением передач. За критерии оптимальности примем момент на карданном валу $M_к$, удельную работу буксования фрикционов $W_{фi}$, приращение поверх-

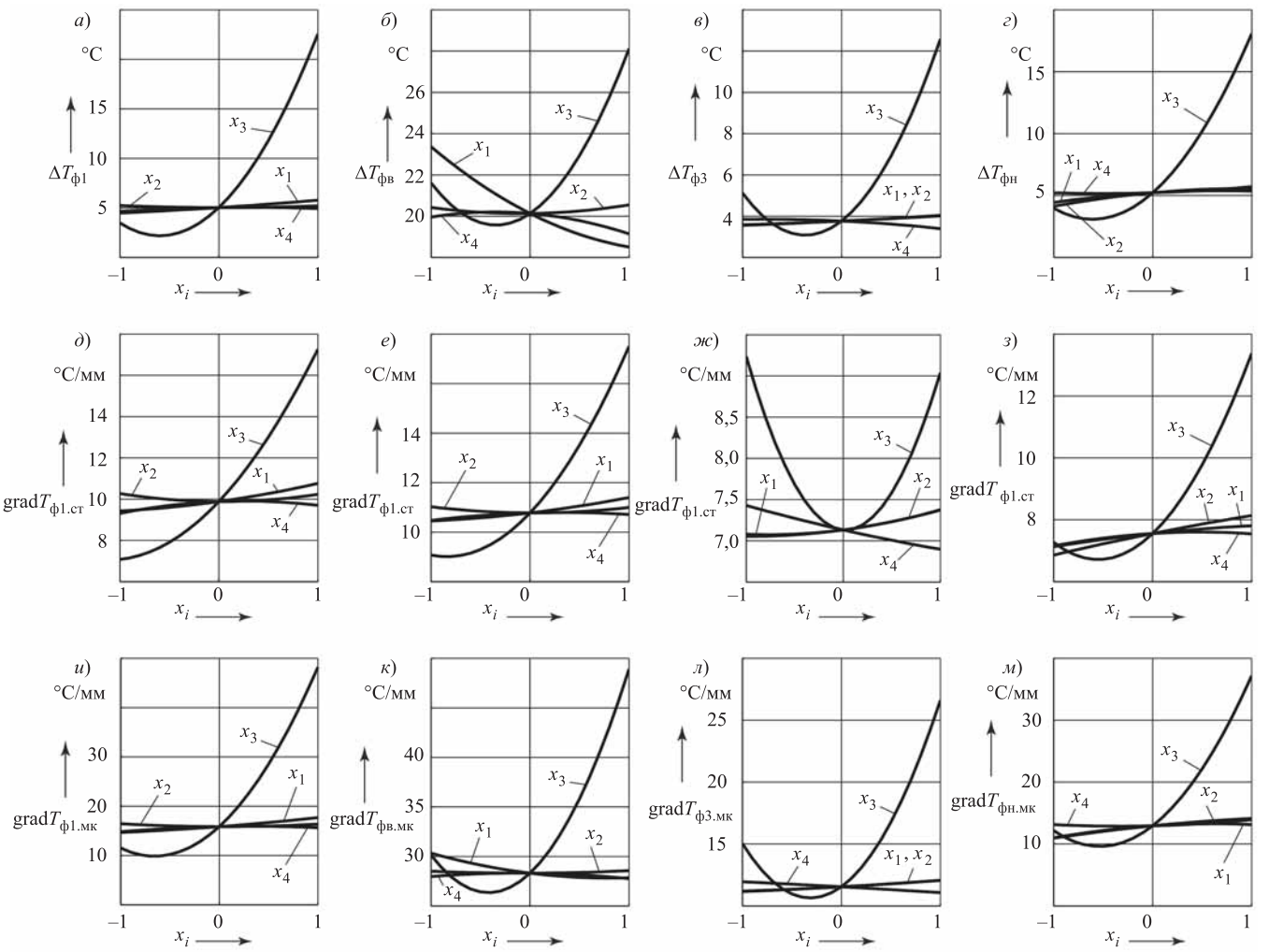


Рис. 10. Влияние параметров алгоритма управления на температуру нагрева поверхностей трения дисков фрикциона и градиенты температуры стальных дисков и дисков с фрикционными накладками

ностной температуры фрикционных дисков $\Delta T_{фi}$ и градиент температуры дисков с фрикционными накладками $\mathrm{grad}T_{ф.мкi}$. Для описания зависимостей критериев от параметров алгоритма управления используем полученные уравнения регрессий (8), на основе которых построены графики на рис. 7—10.

Оптимизацию параметров алгоритма управления $n_{т.в}$, $n_{т.н}$, $t_{п.п}$, $t_{бл}$ наиболее целесообразно осуществлять на основе минимаксной стратегии [7]. Целевая функция $F(\vec{X})$ в этом случае формируется посредством выражения:

$$F(\vec{X}) = \sum_{j=1}^{m} c_j \left(\frac{y_j(\vec{X}) - y_{jextr}}{y_{j\max} - y_{j\min}} \right)^2, \qquad (11)$$

где $\vec{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ — вектор нормированных параметров алгоритма управления (7); $y_j(\vec{X})$ — j-й критерий; $y_{j\min}$, $y_{j\max}$ — минимальное и максимальное значения j-го критерия, достигаемые в области варьирования параметров алгоритма $\vec{X}$ в процессе эксперимента (определяются по графикам (7—10), построенным на основе уравнений регрессий $y_j(\vec{X})$); $y_{j\mathrm{extr}}$ — экстремальное значение j-го критерия (при максимизации критерия $y_j(\vec{X})$ принимается $y_{j\mathrm{extr}} = y_{j\max}$, а при минимизации — $y_{j\mathrm{extr}} = y_{j\min}$); m — количество критериев; c_j — коэффициент веса, характеризующий значимость j-го критерия.

Коэффициенты веса выбирают из условия:

$$\sum_{j=1}^{m} c_j = 1, \quad c_j > 0. \qquad (12)$$

Целевая функция (10) подлежит минимизации. Она позволяет обеспечить максимально возможное приближение всех критериев к их экстремальным значениям.

Оптимизация параметров алгоритма управления выполняется для каждой передачи отдельно. Если новая передача включается одновременным замыканием двух фрикционов, как в рассматриваемых примерах при переключениях передач $3 \to 4$ и $4 \to 3$, то оптимизации подлежат в первую очередь параметры алгоритма управления фрикционом с наибольшим уровнем теплонапряженности, т. е. с высокими значениями критериев $W_{фi}$, $\Delta T_{фi}$, $\mathrm{grad}T_{ф.мк}$. При переключении передач $3 \to 4$, согласно рис. 8—10, наибольшую тепловую нагрузку испытывает фрикцион $Ф_в$. Принимая одинаковые значения коэффициентов c_j для всех критериев, в результате оптимизации получаем следующий результат: $n_{т.в} = 2040$ мин$^{-1}$; $t_{п.п} = -0{,}04$ с; $t_{бл} = -0{,}2$ с. Значения критериев эффективности при этом: $W_{фв} = 192$ кДж/м^2; $\Delta T_{фв} = 18{,}4$ °С; $\mathrm{grad}T_{фв.мк} = 26{,}2$ °С/мм; $M_к = 5{,}33$ кН·м, т. е. практически достигнуты минимально возможные параметры тепловых и механических нагрузок (см. рис. 9, *е*; рис. 10, *б* и *к*; рис. 8, *а*).

Если для переключения передач 3→4 оптимизацию выполнить применительно к фрикциону $Ф_1$, получим $n_{т.в} = 2080$ мин$^{-1}$; $t_{п.п} = -0{,}1$ с; $t_{бл} = -0{,}4$ с. Очевидно, что значения $n_{т.в}$ для обоих фрикционов различаются незначительно, поэтому сигналы на их включение можно подать одновременно, а сформировать различные настройки параметров $t_{п.п}$ не представляет проблемы. Значение $t_{бл}$ для обоих фрикционов, безусловно, будет одинаковым, так как это параметр управления фрикционом блокирования гидротрансформатора. Его значение должно удовлетворять требованиям тяжело нагруженного фрикциона.

При переключении передач $4 \to 3$ более высокая тепловая нагрузка у фрикциона $Ф_н$. Оптимальные значения параметров алгоритма его включения: $n_{т.н} = 1500$ мин$^{-1}$; $t_{п.п} = -0{,}09$ с; $t_{бл} = -0{,}24$ с. Критерии оптимальности при этих параметрах: $W_{фн} = 14$ кДж/м^2; $\Delta T_{фн} = 3$ °С; $\mathrm{grad}T_{фн.мк} = 10$ °С/мм; $M_к = 10$ кН·м. Таким образом, теплонапряженность фрикциона $Ф_н$ гораздо ниже, чем фрикциона $Ф_в$, но размах момента на карданном валу $M_к$ почти в два раза больше.

Выводы

1. На основе математического моделирования процесса движения самосвала с мехатронной системой автоматического управления гидромеханической передачей в карьерных условиях проведены исследования влияния параметров алгоритма управления переключением передач на эффективность выполнения транспортной работы самосвала, на динамическую нагруженность механизмов трансмиссии и теплонапряженность фрикционов.

2. Установлено, что на среднюю скорость движения и расход топлива оказывают наибольшее влияние пороговые значения характеристик переключения передач, что обусловлено не только рациональным использованием энергии двигателя, но и частотой переключения передач. Чем чаще переключаются передачи на маршруте, тем выше потери энергии двигателя в переходных процессах, что приводит к снижению средней скорости движения и увеличению расхода топлива. Выбор пороговых значений характеристик переключения передач должен осуществляться на основе оптимального компромисса между показателями эффективности.

3. На динамические нагрузки трансмиссии и теплонапряженность фрикционов наибольшее влияние оказывает время перекрытия передач. При переключениях на высшие передачи наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач, а на низшие — при небольшом отрицательном перекрытии и своевременном разблокировании гидротрансформатора.

4. Полученная информация о теплонапряженности фрикционов необходима для совершенствования их конструкции и обоснованного выбора параметров алгоритма управления переключением передач.

5. Изложенная методика позволяет определить оптимальные значения параметров алгоритма мехатронной системы управления переключением передач и обеспечить высокие показатели качества и эффективности автоматического управления гидромеханической передачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тарасик В. П., Горбатенко Н. Н., Плякин Р. В.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2—11.
2. **Мехатронная система** автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 2. — С. 68—80.
3. **Тарасик В. П., Плякин Р. В.** Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 38—49.
4. **Тарасик В. П., Романович Ю. С.** Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 1. — С. 50—61.
5. **Прогнозирование нагруженности** механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик и др. // Грузовик. — 2013. — № 6. — С. 24—36.
6. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления // Автомобильная промышленность. — 2016. — № 7. — С. 10—18.
7. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем: учебник. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 с.

УДК 629.235

В. А. Лазарев, магистрант, e-mail: victor_1995_1995@mail.ru, **В. А. Рыжиков,** д-р техн. наук, профессор, ИСОиП ФГБОУ ВПО Донской государственный технический университет, e-mail: rigikov54@mail.ru.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И РЕЖИМОВ СМАЗКИ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Проведен анализ факторов, влияющих на ресурс работы элементов трансмиссии автомобиля. Проведена оценка влияния режимов работы автомобиля на надежность и долговечность деталей коробки передач. Рассмотрены современные способы смазки элементов трансмиссии автомобиля. Предложен метод повышения эффективности смазки узлов трения путем использования электрического поля и образования дипольных структур смазочного материала на поверхностях трения.

Ключевые слова: *коробка передач, трансмиссия, способы смазки, конструкция, режим работы, ионизация, смазочный материал.*

The analysis of the factors influencing the service life of the car transmission elements is carried out. The influence of the car operating modes on the reliability and durability of the gearbox parts was assessed. Modern methods of lubrication of the car transmission elements are considered. A method for improving the lubrication efficiency of friction units is proposed, due to the use of an electric field and the formation of dipole structures of a lubricant on friction surfaces.

Keywords: *gear box, transmission, lubrication methods, design, operation mode, work, ionization, lubricant.*

Введение

Работа современных механических коробок передач (МКП) связана с высокими механическими нагрузками, обусловленными повышенным крутящим моментом при разгоне двигателя и трансмиссии. При неравномерном распределении угловых скоростей валов и резком переключении передач происходит избыточное трение сопрягаемых рабочих поверхностей. Поскольку наиболее нагруженными элементами коробки передач являются зубчатые шестерни, то, соответственно, происходит наибольший износ сопрягаемых поверхностей [1, 2].

Для снижения предельных усталостных напряжений и сил трения, вызывающих износ зубьев шестерен, используют трансмиссионные масла. Использование трансмиссионных масел приводит к увеличению срока службы отдельных нагруженных элементов КП, таких как подшипники, ролики, зубчатые колеса и валы [3].

Влияние эксплуатационных свойств трансмиссионных масел на долговечность работы деталей КП

Качество работы трансмиссии и срок службы ее элементов в большей степени зависят от эксплуатационных и технических свойств смазочного материала. Основные свойства трансмиссионных масел и их влияние на долговечность работы динамически нагруженных деталей МКПП зависят от ряда факторов [4].

Первый из них — рабочий температурный режим масла и склонность к термохимическому разложению углеводородной составляющей. Данное свойство позволяет оценить рабочие характеристики смазки в условиях высоких нагрузочных режимов работы КП (например, при повышенной температуре окружающей среды и высоких скоростях вращения вылов) [5—7]. При перегреве трущихся поверхностей деталей происходит постепенная полимеризация углеводородной основы масла. В результате температурного воздействия наступает отделение тяжелых и легких фракционных составляющих. Данное явление приводит к потере пластичности и снижению адгезионной прочности молекулярных соединений. В свою очередь, это снижает качество смазки и ускоряет процесс разрушения трущихся поверхностей [8]. Таким образом, оптимальным температурным режимом эксплуатации обладают трансмиссионные масла с заявленной максимальной температурой работы, находящейся в диапазоне от 35 до 45 °С.

Второй — вязкость масла и склонность к разжижению в результате попадания водяного конденсата. Вязкостные свойства являются основополагающим критерием при выборе трансмиссионного масла. Данная характеристика влияет на качество смазки деталей, скорость выработки

рабочих поверхностей, легкость пуска в холодное время года, температурный режим, коррозионную стойкость деталей и т. д. В результате попадания жидкости в КП вязкость масла резко снижается, что отрицательно сказывается на смазывающей способности масла. Водяной конденсат может проникать в полость КП через негерметичные отверстия в корпусе. При выборе трансмиссионного масла следует также оценивать температурный режим эксплуатации транспортного средства. Избыточная вязкость может снизить эффективность смазки и повысить трение поверхностей деталей [9, 10]. Поэтому использование трансмиссионных масел с высоким классом вязкости рекомендуется для теплого климата (например, Новойл транс КП 80W-85 GL-4). Для низких температурных режимов рекомендуется масло THK-Trans KP SUPER 75W-90 GL-4.

Третий — обеднение масла происходит в результате длительной работы КП без его замены, при этом происходит снижение эффективности действия содержащихся в нем присадок. Это явление наступает в результате периодической нейтрализации неорганических кислот и реакции масляной основы с химическими остатками. В результате длительного взаимодействия масла с продуктами трения и отработки деталей КП происходит неизбежное истощение масла с последующим термоокислительным разложением его углеводородов. Данное свойство присуще всем типам трансмиссионных масел. Вероятность наступления обеднения определяется температурным и нагрузочным режимом, а также качеством содержащихся компонентов в масле [6].

Влияние режимов работы трансмиссии на надежность и долговечность деталей коробки передач

Степень износа нагруженных деталей КП зависит от скоростного режима эксплуатации двигателя. Наибольший износ трущихся поверхностей происходит вследствие длительной динамической нагрузки на трансмиссию при неустановившемся режиме работы двигателя. Такие режимы эксплуатации наступают вследствие продолжительного движения транспортного средства с переменной скоростью. При этом, чем неравномернее скорость движения, тем выше вероятность появления избыточных нагрузок в парах трения, а следовательно, и степень износа их деталей.

Повышенный износ деталей КП также является следствием перегрева зубчатых колес из-за недостатка смазывающего материала при высоких угловых скоростях ведущих валов. Наибольший негативный эффект от температурного перегрева деталей проявляется при максимальных температурах трансмиссионного масла, когда наступает сепарация активных присадок и полимеризация масляной основы. При таком режиме эксплуатации скорость износа зубьев шестерен возрастает в 10 раз.

При эксплуатации в условиях низких температур износ деталей трансмиссии повышается вследствие уменьшения сопротивляемости углеродистых сталей ударным нагрузкам и механическому воздействию, возникающих при пуске двигателя, а также из-за снижения адгезионных и антикоррозионных свойств смазки. На рис. 1 показана зависимость крутящего момента, передаваемого первичным валом КП, от температуры окружающей среды и сорта трансмиссионного масла [5, 11].

Из представленного графика следует, что при холодном пуске двигателя сопротивление динамическим нагрузкам снижается в 9—10 раз. Износ деталей КП увеличивается прямо пропорционально увеличению ударной нагрузки [5, 12, 13].

Следует отметить, что значительные нагрузки и перегрев деталей трансмиссии вызывают длительное движение транспортного средства на пониженных передачах, а также частая замена передач.

В период начала движения в низкотемпературном режиме плохая вязкость ухудшает условия

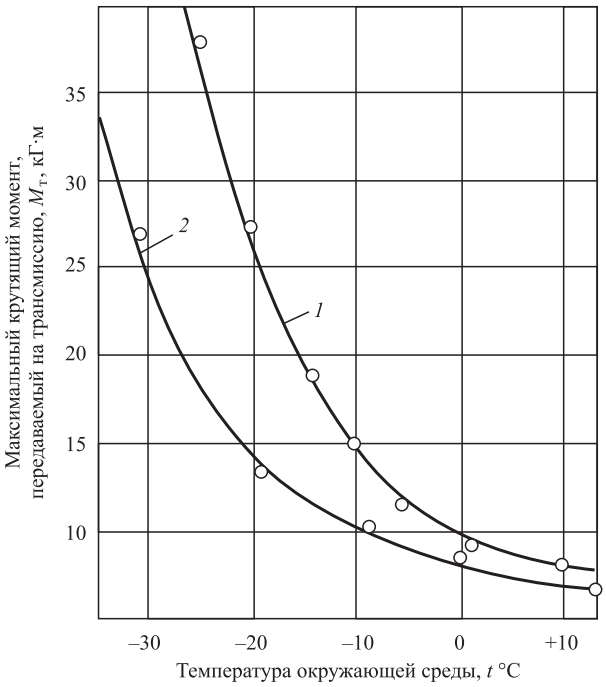


Рис. 1. Зависимость крутящего момента, передаваемого первичным валом КП, от температуры окружающей среды:

1 — трансмиссионное масло КП 80W-85 GL-4; *2* — трансмиссионное масло THK-Trans KP SUPER 75W-90 GL-4

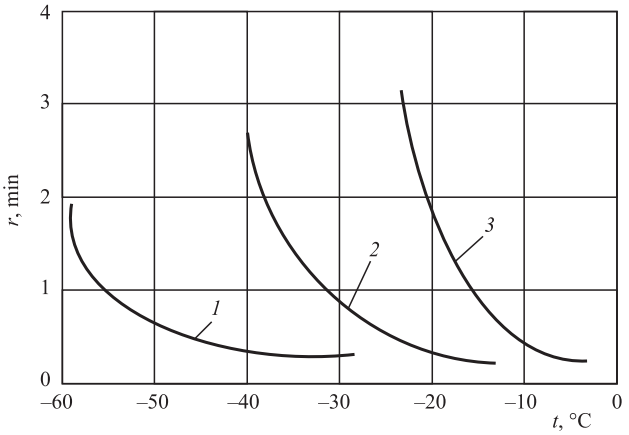


Рис. 2. Зависимость минимального размера канавки, необходимого для достижения смазочного материала подшипника, от температуры:

1 — масло ТМ-5-9А; *2* — масло ТМ-5-12В; *3* — масло ТАД-17и

смазывания. Так, время попадания масла в масляные каналы подшипников коробки передач и ведущих мостов ощутимо зависит как от вязкости масла, так и от его температуры. На рис. 2 показана зависимость минимального размера канавки, необходимого для достижения смазочного материала подшипника, от температуры.

Применение качественных конструкционных материалов и совершенствование конструкций агрегатов трансмиссий позволило основным видам трения определить граничное, при котором вязкость масла теряет свое первостепенное значение.

Анализ способов смазки элементов трансмиссии

Так как работа трансмиссии и КП, в частности, основана на передаче крутящего момента посредствам зубчатого зацепления, в местах контактов зубьев возникают усталостные напряжения, перегрев и разрушение рабочих поверхностей. Для снижения трения и увеличения ресурса деталей трансмиссии применяют различные способы смазывания.

Смазка при помощи масляной ванны. Это наиболее простой способ нанесения масляной пленки на трущиеся поверхности деталей. Смазочный материал наносится на валы, шестерни и подшипники в результате их вращения. Остаток масла стекает в картер КП. Недостатком данного способа является избыточное смазывание подшипников при высоких скоростях вращения. Результатом такой смазки может стать увеличение трения деталей и повышение температуры масла. Данный способ наиболее эффективен для смазывания при низких угловых скоростях [9].

Циркуляционное смазывание. Данный способ применяется для более эффективной смазки, что позволяет обеспечить своевременное охлаждение и частичную очистку масла. Недостатком является повышенный расход смазочного материала.

Смазывание впрыском. Смазка данным способом рассчитана на высокие скорости вращения деталей трансмиссии. Она осуществляется способом, аналогичным способу циркуляционной смазки. Однако смазочный материал подается не через открытый канал, а через специальную масляную форсунку. Скорость подачи масла составляет 15 м/с. Общий вид схемы смазывания путем впрыска представлен на рис. 3.

Смазка при помощи воздушно-масляного тумана. Данный способ смазывания является наиболее экономичным. Он подразумевает применение сжатого воздуха и маслораспылителя. В результате распыления образуются микроскопические капли (от 1 до 5 мкм), которые оседают на трущихся поверхностях. Отношение масла к воздуху при этом составляет 1:200 000. Смесь распыляется под давлением 0,005 МПа. Недостаток — повышенная металлоемкость конструкции и высокая стоимость компонентов системы [2, 7, 12].

Масловоздушное смазывание. Общая схема масловоздушной смазки представлена на рис. 4.

Отличается от всех ранее рассмотренных систем неприхотливостью в эксплуатации. Система рассчитана на применение в условиях низких температур и повышенных скоростях вращения. Сма-

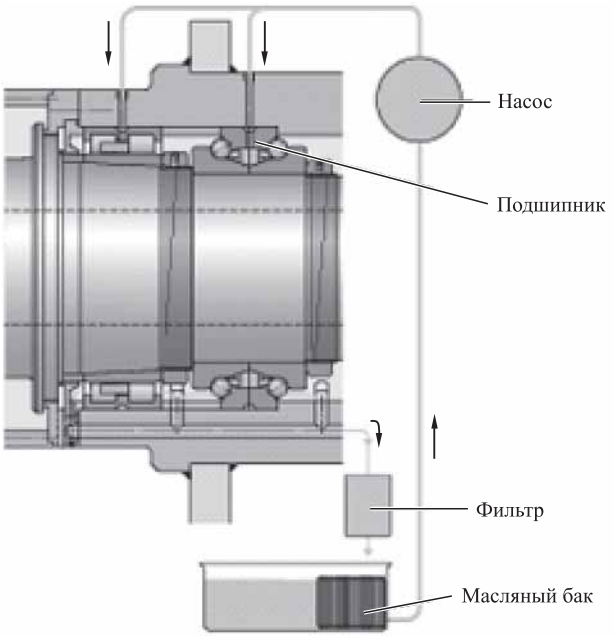


Рис. 3. Схема смазывания путем впрыска

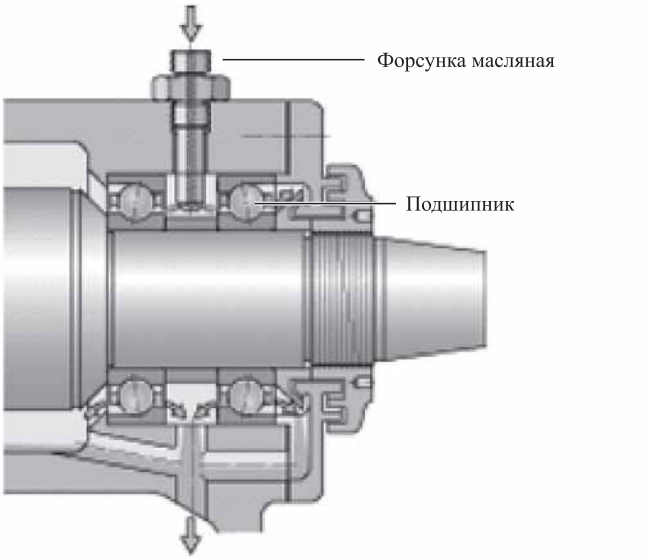


Рис. 4. Схема масловоздушного смазывания

зочный материал в строго дозированном количестве подается с воздухом по трубопроводу. При этом воздух частично охлаждает подшипники, предотвращая их перегрев. К наиболее очевидным недостаткам способа относятся: повышенная металлоемкость конструкции, высокий уровень шума и сложность создания точной дозировки и смешивания.

Смазывание поверхностей трения поляризационным смазочным материалом

Смазочный материал на основе минерального масла в основном содержит молекулы, не имеющие поверхностного заряда. Количество полярных молекул, имеющих форму диполя с положительным и отрицательным потенциалом, составляет несколько процентов.

Положение молекулы смазочного материала на поверхности твердого тела характеризуется декартовой системой координат на плоскости. Характер адсорбции и ориентации определяется взаимодействием адсорбционных центров поверхности с активными центрами молекул. Неполярные молекулы имеют слабое взаимодействие с поверхностью трения, образуя непрочные пленки с зонами несмачиваемой поверхности. При взаимодействии полярных молекул с электромагнитными полями поверхности тела в них происходит перераспределение заряда с возникновением дипольных групп. После образования на поверхности мономолекулярного слоя, т. е. после заполнения молекулами всех свободных мест на адсорбирующей поверхности, происходит формирование последующих рядов мультимолекулярного слоя. Мультимолекулярный слой обладает высокой прочностью и способствует образованию граничной смазки всей поверхности трения. Схема образования мультимолекулярного слоя изображена на рис. 5, *а*.

Поверхностная энергия определяется энергией электронов, которая может быть затрачена на образование связей с частицами окружающей среды или другого твердого тела. В смазочном материале присутствуют ионы металлов пар трения и свободные радикалы. Ионы всех элементов являются типичными акцепторами электронов и легко образуют комплексные соединения как с органическими, так и с неорганическими лигандами. Комплексными соединениями называют сложные ионы или молекулы, способные к существованию как в кристаллическом, так и в растворенном состоянии, составные части которых связаны донорно-акцепторными связями. В трибохимии чаще всего имеют дело с металлокомплексами, состоящими из положительного центрального иона металла, соединенного с противоположно заряженной группой атомов или молекул, получивших название лиганд. Металлокомплексные соединения, взаимодействуя с поверхностью трения, образуют серфинг-пленку. Схема образования металлокомплекса изображена на рис. 5, *б* [7].

При воздействии электромагнитного поля на смазочный материал происходит поляризация молекул и образование дипольных структур с большим потенциалом заряда. Происходит активация материалов трибосопряжения, резко повышающая химическую активность реагирующих частиц. В микрообъемах этой зоны свободные частицы плазмы взаимодействуют с компонентами поверхностных слоев или смазочного материала, приводящими к образованию реакционноспособных частиц, имеющих или радикальную, или ионную природу, что обеспечивает их взаимодействие с поверхностью трения. Следствием

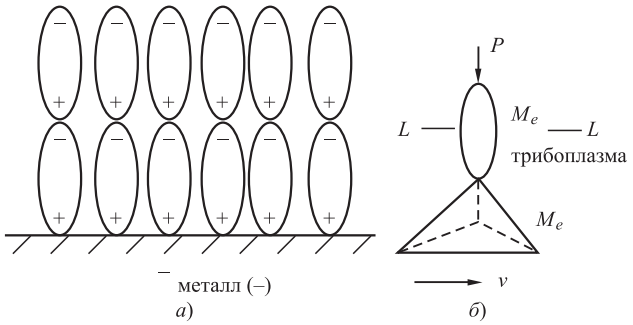


Рис. 5. Схемы формирования:

а — мультимолекулярного слоя полярных молекул; *б* — металлокомплекса

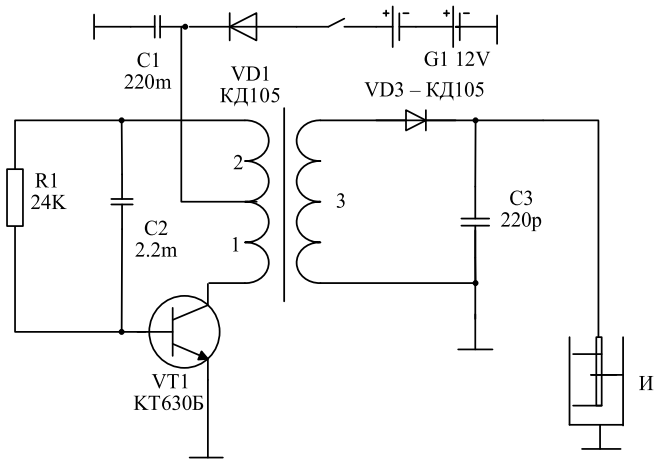


Рис. 6. Принципиальная электрическая схема для образования электрического поля в смазочном материале

чего является образование комплексных соединений.

Активируется процесс образования металлокомплексов в среде смазочного материала. После образования металлокомплексы хемосорбируют в областях поверхности твердого тела, обладающих избыточной энергией. При этом происходит пассивация поверхности и, как следствие, улучшение антифрикционных характеристик трибосопряжения. Поскольку области, где наблюдается аномально высокая поверхностная энергия, — выходы дислокаций или границы зерен кристаллов, то, очевидно, молекулы комплексов в первую очередь скапливаются там. Структуры, которые образуются на поверхностях трения в результате хемосорбирования комплексов, называются серфинг-пленками [7].

Для получения электрического поля высокого напряжения и поляризации молекул смазочного материала можно использовать электрическую схему, показанную на рис. 6. Транзистор VT1 генерирует переменное напряжение, которое подается на первичную обмотку высоковольтного трансформатора *TP*. С вторичной обмотки напряжение 4...6 кВ выпрямляется диодом *VD2* и подается на металлический масляный указатель, выполняющий роль анода, размещенного в корпусе КП. Электрическая схема питается от бортовой сети автомобиля. Как показали исследования, напряжение потенциалом 5...6 кВ достаточно для эффективной работы системы смазки.

Заключение

Наибольший износ деталей трансмиссии наблюдается при неравномерных скоростных режимах, частых переключениях передач, а также при торможении двигателем. Повышенный износ деталей МКП, вызванный перегревом зубчатых колес и высокими усталостными напряжениями, может быть снижен путем организации дополнительного канала смазки шестерен и подшипников ведущих валов. Оптимальная смазка трущихся поверхностей деталей КП достигается путем принудительной подачи (впрыска) смазки. Такой метод обеспечивает минимальный расход трансмиссионного масла и высокую эффективность при работе на повышенных скоростных режимах. При воздействии электрических полей на смазочный материал повышается эффективность смазки узлов трения за счет образования защитных серфинг-пленок на поверхностях трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Басков В. Н., Денисов А. С.** Эксплуатационные факторы и надежность автомобиля: монография. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2003. — 269 с.
2. **Неговора А. В., Разяпов М. М., Филиппов Ю. К.** Предпусковая подготовка двигателя и агрегатов трансмиссии автомобиля к принятию нагрузки. Известия Международной академии аграрного образования. Выпуск № 14(2012) Т. 1. — Санкт-Петербург, 2012.
3. **Суворов И. А., Кузьмин Н. А.** Об исследовании режимов нагружения трансмиссии легкового коммерческого автомобиля в определенных условиях эксплуатации // Современные проблемы науки и образования. — 2013. — № 6.
4. **Кузьмин Н. А.** Проблемы надежности трансмиссий городских автобусов / Н. А. Кузьмин, А. Д. Кустиков // Автотранспортное предприятие. 2012. № 8. С. 39—42.
5. **Смазочные материалы** / Р. М. Матвеевский и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 217 с.
6. **Макотрина Л. В., Селех Е. В.** Обзор энергоэффективности водонагревающих установок // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. — 2012. — № 1. — С. 61—69.
7. **Любимов Д. И., Рыжиков В. А.** Физико-химические процессы при трении: Учеб. Пособие. Шахтинский институт ЮРГТУ. 2-е изд., доп. — Новочеркасск: ЮРГТУ, 2006. — 148 с.
8. **Molyneux P.** // Oleodinamica, pneumatica. — 1975. — Vol. 16 (312). — P. 84—92.
9. **Матвеевский Р. М.** Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. — М.: Наука, 1971. — 225 с.
10. **Махнаткин Э. М., Жучков М. Г.** Влияние температуры масла на износ шестерен // ВБТ. — 1981. — № 2. — С. 42—44.
11. **Авиационные** зубчатые передачи и редукторы: справочник / Под ред. Э. Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
12. **Марочник** сталей и сплавов: справочник / Под ред. В. Г. Сорокина. — М.: Машиностроение, 1989. — 639 с.
13. **Банас И. П., Алексеева Г. М.** Современные стали для высоконагруженных зубчатых колес // Вестник машиностроения. — 1985. — № 9. — С. 12—15.

УДК 629.113

Л. В. Мадорский, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО "Ростовский государственный университет путей сообщения", г. Ростов-на-Дону
E-mail: mlv201@ya.ru

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ *COMMON RAIL* ПО ВНЕШНИМ ПРИЗНАКАМ

Показаны возможности диагностирования технического состояния системы Common rail с электрогидравлическими форсунками по внешним признакам. Предложены приемы самостоятельного определения причин затрудненного пуска современного дизеля на основе физики процесса проявления неисправностей. Приведен примерный перечень диагностических операций для проверки датчиков и исполнительных механизмов аккумуляторной топливной системы высокого давления Bosch.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, система Common rail, форсунки, топливный аккумулятор, топливный насос.*

The possibilities of diagnosing the technical condition of the Common rail system with electro-hydraulic injectors on external signs are shown. The methods of self-determination of the reasons for the difficult start of modern diesel on the basis of the physics of the process of manifestation of faults are proposed. An approximate list of diagnostic operations for testing sensors and actuators of the Bosch high-pressure accumulator top-shower system is given.

Keywords: *diesel engine, Common rail system, injectors, fuel accumulator, fuel pump.*

Работа топливной системы дизельного двигателя характеризуется внешними признаками, правильный анализ которых дает ценную информацию о ее техническом состоянии. Внешние признаки — это своеобразные предупреждения, подсказывающие о появлении неисправностей, причины которых еще предстоит установить. Обнаружение большинства неисправностей топливной системы очень затруднено в связи с постепенным возникновением, а также их влиянием на выходные показатели дизеля аналогично влиянию отказов в системах воздухоснабжения и газораспределения. Например, такие внешние признаки, как черный выхлоп и пониженная мощность, указывающие на сильное обогащение топливовоздушной смеси в цилиндрах дизеля, будут также проявляться при неисправной турбине или ее управлении, негерметичном впускном тракте, увеличенной подаче топлива во время работы двигателя под нагрузкой.

Как правило, дизельный двигатель не пускается по двум причинам: наличие воздуха в системе топливоподачи или плохая компрессия в цилиндрах. В результате недостаточной температуры в камере сгорания цилиндров или недостаточного объема впрыска топлива воспламенение рабочей смеси в дизеле не происходит.

Подсос воздуха может образовываться, например, из-за старения резиновых уплотнений или после выполнения операций технического обслуживания, связанных с разъединением топливопроводов низкого давления. При этом в местах подсоса воздуха никаких следов топлива может не наблюдаться.

Снижение компрессии — самая распространенная причина затрудненного пуска холодного дизеля. Поступивший в цилиндры воздух недостаточно нагревается в конце такта сжатия и способствует задержке воспламенения топлива, впрыскиваемого форсунками. Отсутствие компрессии приводит к отказам, схожим с отказами топливной аппаратуры.

Низкое значение компрессии сильно сказывается на пусковых оборотах. Малые скорости движения поршней при пуске способствуют утечке воздуха из надпоршневого пространства через образовавшиеся зазоры цилиндропоршневой группы изношенного двигателя. Плохая компрессия будет проявляться в разных цилиндрах. В результате такой неуравновешенности непрогретый двигатель при работе издает прерывистый шум и раскачивается. По мере прогрева он "успокаивается", но из выхлопной трубы всегда выходит сизый дым с запахом несгоревшего топлива, которое было плохо распылено.

На современных дизельных двигателях применяется система *Common rail* (*CR*) — электронно-управляемая система впрыска топлива с общим топливным коллектором высокого давления — аккумулятором (рис. 1).

Для диагностирования *CR*-системы по внешним признакам нужно понимать физику процесса проявления неисправностей, основанную на устойчивых знаниях устройства и принципах работы. При определении причин неисправностей надо принимать во внимание и оценивать техническое состояние трех взаимосвязанных частей: механической, электрической и гидравлической.

Одновременно важно установить производителей (*Bosch, Delphi, Denso, Siemns*) *CR*-систем, ибо отличия конструкций подобных приборов потребуют разных подходов при выполнении ряда диагностических операций.

В качестве примера рассмотрим *CR*-систему *Bosch* с электрогидравлическими форсунками. В первую очередь перед диагностированием необходимо определить применяемый тип системы, который связан главным образом с конструкцией топливного насоса высокого давления, но и имеет дополнительные отличия. Так, в системе типа CP1 вследствие отсутствия дозаторного клапана топливный насос высокого давления (ТНВД) будет нерегулируемым с максимальной производительностью на всех режимах работы двигателя. Топливоподкачивающий насос (ТПН) с электрическим приводом обычно размещается в топливном баке легковых и легких коммерческих автомобилей. И наоборот, в системе типа CP3 вследствие применения дозаторного клапана ТНВД будет регулируемым с переменной производительностью для создания в топливном акку-

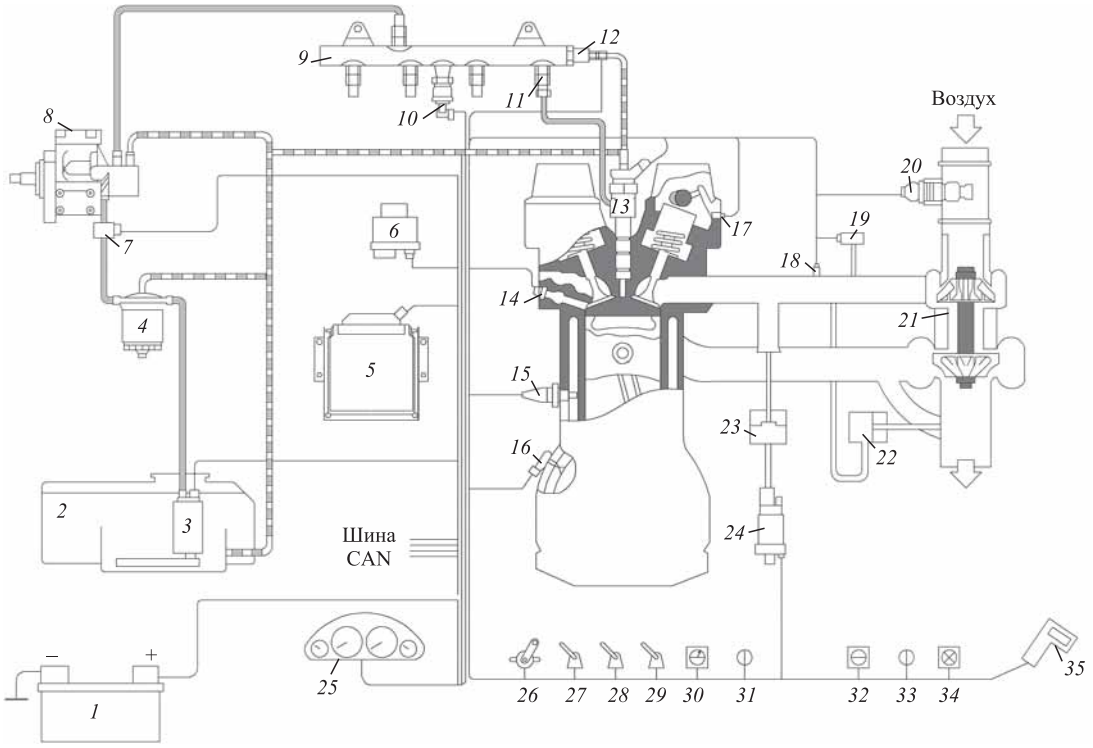


Рис. 1. Система *Common rail*:

1 — аккумуляторная батарея; *2* — топливный бак; *3* — электрический ТПН; *4* — топливный фильтр; *5* — ЭБУ; *6* — блок управления свечами накаливания; *7* — клапан дозировки топлива; *8* — ТНВД; *9* — топливный аккумулятор; *10* — датчик давления топлива; *11* — ограничитель подачи топлива; *12* — регулятор давления; *13* — форсунка; *14* — свеча накаливания; *15* — датчик температуры охлаждающей жидкости; *16* — датчик коленчатого вала; *17* — датчик распределительного вала; *18* — датчик температуры воздуха; *19* — датчик давления наддува; *20* — датчик массового расхода воздуха; *21* — турбокомпрессор; *22* — клапан перепуска отработавших газов; *23* — клапан системы рециркуляции отработавших газов; *24* — привод клапана системы рециркуляции отработавших газов; *25* — панель приборов; *26* — датчик положения педали подачи топлива; *27* — датчик положения педали тормоза; *28* — концевой выключатель на педали сцепления; *29* — кислородный датчик; *30* — датчик скорости автомобиля; *31* — блок круиз-контроля; *32* — компрессор кондиционера; *33* — блок управления компрессором кондиционера; *34* — индикатор неисправности; *35* — диагностический разъем

муляторе требуемого на данный момент высокого давления впрыска. В подсистеме низкого давления обычно используется шестеренный насос, встроенный в корпус ТНВД. Об этом подсказывает дополнительно установленный на топливном фильтре ручной насос, который применяется для удаления воздуха из системы.

Конечно, есть и другие отличия по типам систем, которые надо учитывать для самостоятельного диагностирования по внешним признакам.

Система управления дизелем построена по традиционным принципам, используемым в аналогичных устройствах бензиновых двигателей. Электронный блок управления (ЭБУ) получает сигналы от датчиков и контролирует процессы впрыска и производительности ТНВД. Так, в зависимости от режима работы двигателя давление в топливном аккумуляторе корректируется регулятором давления и частично клапаном дозирования. Для этого ЭБУ управляет работой этих клапанов по контрольным сигналам датчика давления. При значительных отклонениях высокого давления от установочных значений, отраженных в памяти ЭБУ, или отключении питания хотя бы одной форсунки встроенная система самодиагностики может запретить пуск двигателя [1].

При появлении сбоев в работе или отказах других датчиков (например, температуры или педали подачи топлива) система управления обеспечивает нормальную работу двигателя, используя дублирующие элементы или переходя на резервную программу. Одновременно в запоминающее устройство ЭБУ вводятся кодовые данные о появившейся неисправности, которые можно идентифицировать с помощью сканера, подключаемого к диагностическому разъему. При серьезной неисправности на панели приборов загорается индикация, что во многих случаях сопровождается уменьшением подачи топлива или увеличением частоты вращения коленчатого вала на холостом ходу. При этом активированный код неоднозначно указывает на определенную неисправность, а ЭБУ контролирует далеко не все параметры, отвечающие за работоспособность *CR*-системы.

В качестве примера рассмотрим диагностирование *CR*-системы по внешним признакам при возникновении неисправности "Затрудненный пуск дизельного двигателя". Для построения алгоритма поиска причин неисправности следует помнить, что количество впрыскиваемого топлива и синхронизация процессов его воспламенения соответственно формируются пусковыми значениями давления в топливном аккумуляторе и соотношением скоростей коленчатого и распределительного валов. При выполнении этих условий ЭБУ командует форсунками, и дизель пускается.

Ниже приведен примерный перечень диагностических операций.

1. Проконтролировать наличие небольшого выхлопа из выпускной трубы во время длительной прокрутки стартером коленчатого вала.

Диагностику затрудненного пуска лучше начать с контроля работы выпускной системы двигателя. Если топливо в цилиндры дизеля поступает, то даже при отсутствии вспышек во время длительной прокрутки стартером коленчатого вала из выхлопной трубы пойдет небольшой дымок.

Длительная прокрутка (40 с) необходима для заполнения отработавшими газами полного объема глушителя.

Если дизель не пускается и дымит черным выхлопом, значит, топливо поступает, поэтому вначале целесообразно проверить систему предпускового подогрева или компрессию.

При совсем отрицательных результатах данного теста и отсутствии информации причин по щитку приборов — топливо есть, все контрольные лампы горят в обычном режиме — следует проверить топливную систему. Под подозрения попадают устройства, которые формируют и контролируют высокое давление, — форсунки, регулятор и датчик давления. ТНВД достаточно надежен [1].

2. Проверить линию обратного слива топлива ("обратку") форсунок.

Линии обратного слива устанавливалась и на прежних дизелях. Однако только в *CR*-системе измерение расхода топлива, отводимого от каждой электрогидравлической форсунки в "обратку", позволяет проверить состояние ее электромагнитного клапана (ЭМК), с помощью которого форсунка управляется индивидуально для осуществления многоразового впрыска в каждом цикле работы дизеля. Впрыскивание топлива такой быстродействующей форсункой происходит при открытии ЭМК. Поэтому возникшая негерметичность ЭМК будет способствовать еще большему поступлению топлива в "обратку".

Для диагностирования ЭМК надо отсоединить от форсунки трубопровод обратного слива и пережать выход с форсуночной "обратки", чтобы исключить попадание воздуха в топливную систему. После непродолжительного прокручивания (10 с) коленчатого вала стартером из открывшегося сливного штуцера исправной форсунки должно вытекать не более 2...3 мл топлива. Если больше — форсунку заменить.

В отличие от бензинового двигателя дизель должен пускаться через 2...3 с при исправных форсунках, нормальном давлении в топливном аккумуляторе и положительной температуре. Если требуется более продолжительное время для пуска — форсунки льют в "обратку". На увеличенный слив топлива форсунками указывают проблемы с пуском двигателя стартером, однако пуск с буксира может осуществляться без проблем. При малых пусковых оборотах производительности ТНВД не хватает, чтобы "перебороть" форсунку, которая пытается сбросить давление. При "народном" способе повышаются пусковые обороты двигателя, производительность ТНВД и расход топлива увеличиваются, что и компенсирует данный дефект. Однако при дальнейшей работе двигателя будет наблюдаться снижение динамики, возможно включение аварийного режима при ускорении автомобиля, например при обгоне. Действительно, на мощностных режимах потребуется еще больший расход топлива, потребляемого форсунками, и давление в топливном аккумуляторе при таком дефекте может снизиться. Следует помнить, что "обратка" не контролируется ЭБУ. Нормированные значения расхода топлива в "обратку" могут быть приведены в инструкциях на автомобиль.

ЭМК не открывает непосредственно форсунку, а выполняет регулировочные функции по количеству и по времени впрыска топлива — цикловой подачи. При нарушениях слива топлива в "обратку" желательно проверить на диагностическом стенде цикловую подачу, величина которой должна быть одинаковой у всех форсунок. При субъективном диагностировании о повышении цикловой подачи сообщит в режиме ускорения металлический дизельный звон работающих форсунок, увеличенный расход топлива и изменение цвета выхлопа.

Однако проверка "обратки" позволяет судить лишь о пропускной способности форсунки. Топливо из штуцера "обратки" форсунки не будет вытекать и в случаях, когда на форсунку не поступает электрический сигнал от ЭБУ или топливо из аккумулятора.

3. Проверить поступление топлива к форсункам.

Проверять поступление топлива к форсункам необходимо также при затруднениях трогания автомобиля.

Для проверки подачи топлива следует поочередно отсоединять короткие трубопроводы высокого давления от форсунок к топливному аккумулятору, для чего надо немножко отпустить накидную гайку соответствующего трубопровода. Через 2...3 с прокрутки стартером коленчатого вала проследить за появлением топлива из ослабленного резьбового соединения. При выполнении данного теста разумно отключать датчик давления, чтобы исключить аварийный останов дизеля.

Если топливо к форсункам поступает, но проблемы с пуском сохраняются, возможно, виноват датчик давления.

Если топливо не поступает, то под подозрение попадает ТНВД, но вначале следует проверить подсистему низкого давления.

4. Проверить датчик давления топлива.

Датчик информирует о давлении в топливном аккумуляторе ЭБУ, который сравнивает их с установочными значениями. При отказе датчика регулятор давления окажется "слепым". ЭБУ включит аварийный режим и начнет повышать давление в аккумуляторе и ограничивать количество впрыскиваемого топлива. Поэтому простой возможностью диагностирования датчика является отсоединение его электрического разъема при работе двигателя. Если двигатель начинает работать жестче, а после обратного подсоединения — снова мягче, датчик исправен. Остается проверить ТНВД.

Одновременно диагностирование датчика давления является и косвенной проверкой контролируемого им высокого давления в топливном аккумуляторе, которое должно быть постоянным независимо от процесса впрыска топлива. Внешними признаками повышенного высокого давления является жесткая работа дизеля, как в случае раннего впрыска; признаками пониженного давления — белый выхлоп и затруднительный пуск.

Дизель пускается и при неисправном датчике [1]. Перед заменой датчика следует убедиться в наличии напряжения и при исправной электропроводке проверить датчик коленчатого вала.

Для пуска давление в аккумуляторе должно быть 120...150 бар. Если во время прокрутки стартером давление будет медленно достигать установочного значения или не достигать его вообще, ЭБУ не подаст электрические сигналы на форсунки и двигатель не запустится. Возможными причинами могут быть неуправляемые утечки в сливную магистраль высокого давления, нарушение герметичности ТНВД и регулятора давления.

5. Проверить регулятор давления.

Электромагнитный регулятор — своеобразный предохранительный клапан, который поддерживает требуемое высокое давление в топливном аккумуляторе в зависимости от нагрузки.

Своевременно выявить внешние признаки неудовлетворительной работы регулятора сложно, при этом сканер "не читает" отсутствие пускового давления в аккумуляторе.

В исходном состоянии регулятор находится в обесточенном состоянии и закрыт под действием клапанной пружины до давления 80 бар в аккумуляторе (рис. 2). Для достижения пусковых значений давления ЭБУ подает электрический сигнал на ЭМК, подпружиненный шток которого выдвигается и помогает пружине отделять аккумулятор от слива. При отсутствии электрического сигнала на ЭМК образовавшееся высокое давление топлива преодолеет усилие пружины регулятора, который откроется, соединив топливный аккумулятор со сливом.

Регулятор работает в диапазоне от 230 до 1800 бар, и степень его открытия регулируется шириной подаваемого электрического импульса. Принято считать, что при пуске двигателя регулятор должен быть закрыт, поэтому при отсоединении от регулятора сливного шланга топливо из аккумулятора по "обратке" вытекать не должно. Если из сливного штуцера топливо льет — регулятор неисправен или не подается ток управления.

Чтобы в этом убедиться, следует снять регулятор, не отсоединяя его электрический разъем, и включить зажигание. Шток регулятора должен выдвинуться. Здесь следует учитывать, что на некоторых двигателях не рекомендуется снимать регулятор (например, на автомобилях *Land rover*).

Если регулятор исправен, желательно убедиться в отсутствии утечек топлива через его уплотнения, которые не позволяют давлению в аккумуляторе подняться до установочных значений.

Современные регуляторы защищены от топливных загрязнений металлической сеткой, состояние которой влияет на работоспособность регулятора. Такой забитый сетчатый фильтр может закрыть "обратку" при исправном регуляторе, и давление в топливном аккумуляторе может повыситься выше расчетных значений. В таких условиях форсунка запирается и перестает работать. Появляется стук, двигатель троит и не развивает обороты. Если регулятор и форсунки исправны и утечек нет, возможно, виноват ТНВД, отвечающий за создание высокого давления. Чтобы определить виновника, надо пережать шланг слива избыточного топлива в "обратку". Если после включения стартера ТНВД "продавит" форсунку, насос исправен, а подозрения в отношении регулятора становятся реальными.

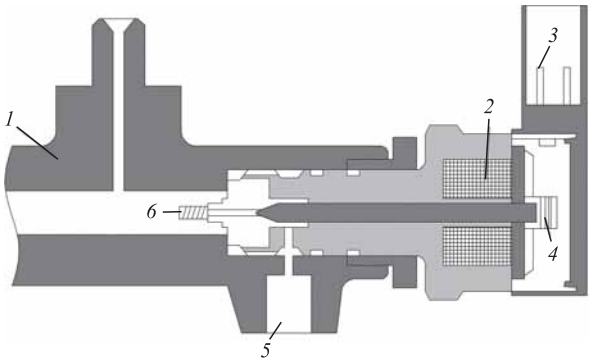


Рис. 2. Регулятор давления:

1 — топливный аккумулятор; *2* — электромагнитный клапан; *3* — электрический разъем; *4* — пружина клапана; *5* — штуцер слива топлива; *6* — фильтр сетчатый

6. Проверить подсистему низкого давления топлива.

Пониженное давление подкачки топлива может создать проблемы с пуском дизеля, поэтому проверку подсистемы лучше начинать с измерения избыточного давления на входе в ТНВД. Одновременно появляется возможность убедиться в работоспособности ТПН. В зависимости от способа подачи топлива к ТНВД применяется электрический насос, который включается заодно с поворотом ключа зажигания, или шестеренный насос — с прокручиванием коленчатого вала стартером.

Только у немногих двигателей автомобилей имеется датчик низкого давления, поэтому придется установить манометр на участке между ТПН и ТНВД. При прокрутке стартером давление должно быть 2...4 бар.

Такая проверка особенно важна при слишком низком давлении в топливном аккумуляторе и при подозрениях на закупорку трубопровода подачи топлива к ТНВД или завоздушивание подсистемы низкого давления топлива (рис. 3).

Если после длительной стоянки двигатель не пускается, скорее всего, в топливную систему проник воздух из-за разряжения через неплотности в соединениях и уплотнениях. Топливо при этом может и не вытекать, даже когда двигатель не работает.

Признаки подсоса воздуха хорошо проявляются при пусках двигателя по утрам. Сначала затрудненные пуски становятся все более продолжительными, но однажды утром дизель откажется работать окончательно. Подтвердить присутствие воздуха в системе топливоподачи может неустойчивая работа двигателя на холостом ходу, отсутствие реакции на перемещение педали подачи топлива и самопроизвольный набор оборотов.

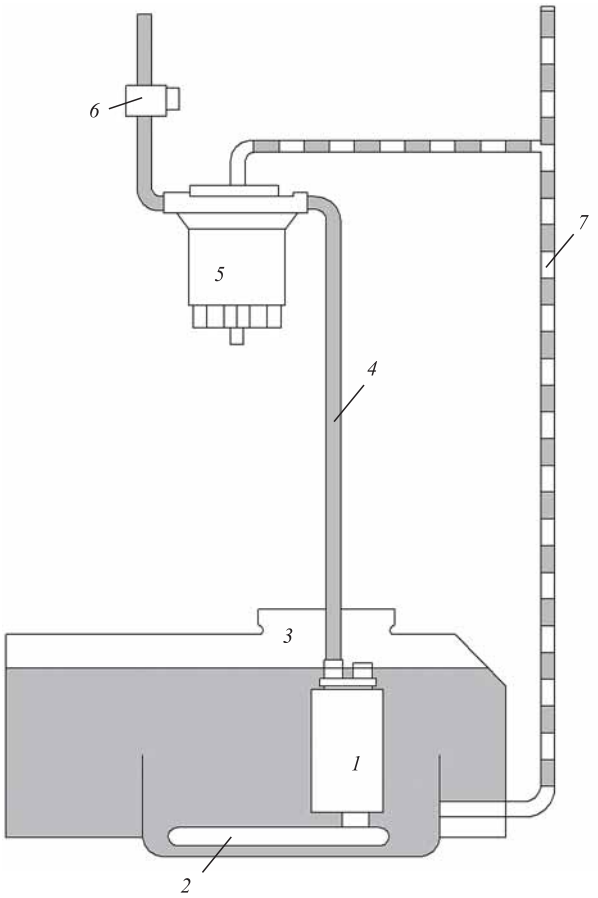


Рис. 3. Подсистема низкого давления топлива:

1 — электронасос; *2* — топливозаборник; *3* — топливный бак; *4* — нагнетательный трубопровод; *5* — топливный фильтр; *6* — клапан дозирования топлива; *7* — сливной трубопровод

Если шестеренный ТПН исправен, а топливо в аккумуляторе установочного давления не имеет, нужно убедиться в отсутствии воздуха на участке между топливным баком и насосом с помощью установленного прозрачного шланга.

Современные *CR*-системы с размещенным в баке электронасосом не имеют проблем с завоздушиванием, в них воздух удаляется автоматически [2].

Плохая подача топлива на вход в ТНВД возможна вследствие забитой сетки топливозаборника или грязного фильтра. В этих случаях будет совершаться длительная работа стартера для поднятия давления в аккумуляторе до пусковых значений, конечно, возможны и другие причины.

Если давление в топливном аккумуляторе остается ниже нормы, проверке подлежат дозирующий клапан и топливный фильтр; если выше нормы — дозирующий клапан и трубопроводы обратного слива.

7. Проверить дозирующий клапан на ТНВД.

Дозирующий клапан и регулятор давления отвечают за поддержание высокого давления впрыска, постоянство которого не должно зависеть от оборотов двигателя и срабатывания форсунок.

Дозатор — своеобразный электромагнитный регулятор потока топлива — управляется ЭБУ импульсами переменной скважности. В исходном состоянии дозатор открыт и оказывает влияние на производительность ТНВД обычно через 30 с после пуска и при температуре двигателя выше 10 °С. Поэтому рассматривать его как причину неудачного пуска следует в последнюю очередь. Однако, если через 30 с после пуска начинают "плавать" обороты холостого хода, возможно, одной из причин является клапан дозирования топлива. Чтобы в этом убедиться, надо обесточить дозатор путем отстыковки клапанного разъема. Теперь ставший неуправляемым ТНВД будет обеспечивать максимальную подачу топлива в аккумулятор, и при исправных ТПН и форсунках дизель будет продолжать работать жестко. Если этого не произойдет, причина в ТНВД.

8. Проверить топливный фильтр.

При засорении топливного фильтра или при чрезмерном наличии в нем воды дизель плохо пускается, имеет сниженную динамику, при движении в гору на пониженных передачах может заглохнуть и, наконец, будет работать только на холостых оборотах и не реагировать на педаль подачи топлива.

В современном топливном фильтре размещены подогреватель топлива и отделитель воды — сепаратор. Обычно на панели приборов предусмотрена специальная контрольная лампочка, сигнализирующая о необходимости слива воды. Специальные подогревательные элементы при пуске холодного двигателя позволяют бороться с закупориванием парафином наиболее удаленных мест системы — топливозаборника и фильтра. При таком дефекте дизель тяжело пускается и сразу останавливается.

9. Проверить форсунки.

После проверки линии низкого давления можно переходить к форсункам. При исправном ЭМК нужно проверить форсунки на отсутствие гидравлических и электрических дефектов.

Каждая форсунка управляется ЭБУ индивидуально, и при отсутствии электрического сигнала хотя бы у одной форсунки двигатель не пускается. Если топливо не поступает в форсунку, возможно, нарушены контакты электрического разъема.

Для срабатывания форсунки необходим не только электрический импульс, но и высокое дав-

ление топлива. Электрически открывается только ЭМК форсунки для слива топлива из ее верхней камеры в "обратку" (рис. 4). В результате образовавшегося перепада давления игла распылителя поднимается и начинается впрыск топлива. Другими словами, нет необходимого давления топлива от аккумулятора — нет открытия форсунки.

При изношенных форсунках дизель плохо пускается вхолодную, но прогретый двигатель пускается без проблем. На европейских дизелях с форсунками *Bosch* в этом случае пуск прогретого двигателя затруднен. Причин такого затрудненного пуска много, и одним нагревом топлива не объяснить.

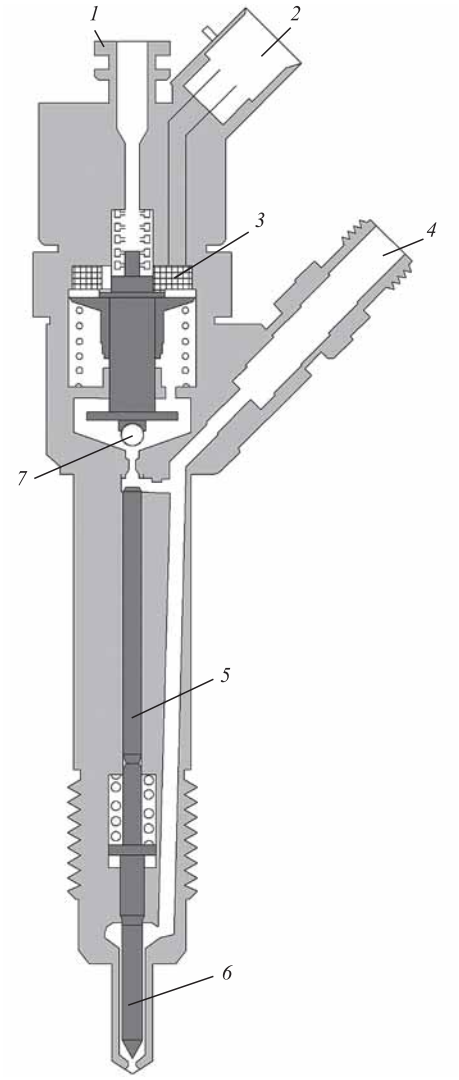


Рис. 4. Электрогидравлическая форсунка *Common rail*:
1 — штуцер слива топлива; *2* — электрический разъем: *3* — электромагнитный клапан; *4* — штуцер подачи топлива; *5* — плунжер; *6* — игла распылителя; *7* — шариковый обратный клапан

В таких случаях для проверки форсунок можно использовать баллончик для облегчения пуска двигателя, для чего в открытый воздушный фильтр делается один впрыск. После включения стартера дизель под "наркозом" уверенно пускается, как уже отмечалось, через 2...3 с. Затем надо дать возможность дизелю пуститься самостоятельно. Сразу через несколько секунд после остановки выполнить повторный пуск. Если прогретый двигатель пускается только после длительной прокрутки или вообще не пускается — изношенные форсунки льют в "обратку", хотя возможны и другие причины. Практически всегда загорается индикация о неисправности или мигает спираль накала. В дальнейшем это подтвердит черный выхлоп, неравномерная работа двигателя на холостом ходу и режимах малой нагрузки, сниженная динамика и повышенный расход топлива, сильный стук, похожий на шатунный, из-за увеличенных зазоров в изношенных прецизионных деталях форсунок.

При диагностировании форсунок следует разграничивать утечки топлива через "обратку" и распылитель. Действительно, большие утечки топлива в "обратку" снижают давление в верхней камере форсунки над плунжером, что может привести к утечкам и через распылитель. Если нет утечек через распылитель, но есть через "обратку", двигатель будет глохнуть под нагрузкой.

В случае самостоятельного "зависания" иглы распылителя возможны перебои в работе двигателя и даже его остановка, а также белый дым на холостых оборотах из-за отсутствия достаточного количества тепла для полного сжигания топлива.

Одновременно надо учитывать, что в некоторых *CR*-системах перед форсунками устанавливают аварийные ограничители подачи топлива из аккумулятора в случае "зависания" иглы распылителя, ЭМК или обрыва трубопровода. При чрезмерном расходе или большой продолжительности расхода ограничитель полностью закрывается. Иначе сильное падение давления в аккумуляторе отметит названный датчик и заставит ЭБУ выключить двигатель. В исходное положение ограничитель возвращается, как правило, после остановки двигателя, когда давления в аккумуляторе сильно снизится.

Можно проверить работающую форсунку своими руками путем прощупывания топливопровода на наличие толчков. Они будут результатами того, что ТНВД пытается нагнетать топливо под давлением, однако в силу забитости форсунки

возникают сложности с пропуском. Проблемную форсунку можно определить и по нагретому штуцеру. Двигатель будет "троить" и не развивать оборотов.

Если подозрения в отношении форсунок подтверждаются, надо снять их для проверки на диагностическом стенде.

10. Проверить ТНВД.

Давление в топливном аккумуляторе регулируется изменением производительности ТНВД. При пуске ТНВД выдает до 400 бар. В *CR*-системе ТНВД не участвует в дозировании топлива и синхронизации процессов воспламенения топлива.

На современных дизельных двигателях обычно устанавливается одноканальный трехлучевой плунжерный ТНВД с радиальным расположением насосных секций, с возможным отключением одной из них. Простая конструкция способствует повышению надежности насоса, который в случае затрудненного пуска целесообразно проверять в последнюю очередь.

При неисправной одной секции ТНВД дизель пускается.

Признаки неисправности ТНВД — посторонние шумы, отсутствие топлива в магистрали или утечки.

Проверять ТНВД уместно при потере мощности дизеля на средних и высоких оборотах. Нужно взять трубопровод высокого давления с форсункой, настроенной на давление 250...300 бар, от любого старого дизеля и подключить к ТНВД. При прокрутке стартером из форсунки должна бить ровная мощная струя, если при этом наблюдается четкий разрыв струи — значит, одна из секций в насосе не работает. Если насос не продавливает форсунку, значит, давление, создаваемое насосом, недостаточно для пуска.

11. Проверить датчик коленчатого вала.

Для синхронизации процесса впрыска топлива ЭБУ непрерывно анализирует показания датчика коленчатого вала, отслеживая вклад каждого цилиндра в работу двигателя по изменению углового ускорения — и при необходимости меняет как момент впрыска, так и цикловую подачу топлива форсунками. В своем выборе ЭБУ одновременно опирается на сигналы датчика распределительного вала. При неисправности одного из датчиков пуск невозможен.

Исправность датчика коленчатого вала можно проконтролировать по колебаниям стрелки тахометра при попытках затрудненного пуска.

Проверить по внешним признакам датчик распределительного вала можно только путем контроля правильности подстыковки его электрического разъема.

Синхронизация является основным фактором контроля выхлопа, потребления топлива и шумности.

Все вышеизложенное является попыткой упорядочить собственные мысли и наработки в форме, доступной широкому кругу пользователей, для общего диагностирования системы *Common rail*. В настоящее время обучение диагностированию современных автомобилей по внешним признакам в достаточной мере не проводится. Имеется большое количество учебников и пособий, где приведены общие алгоритмы поиска неисправностей без учета возможных индивидуальных отличий некоторых приборов и узлов проверяемой топливной системы дизельного двигателя.

Диагностирование по внешним признакам не требует больших затрат и основывается на понимании скрытых причин внешне видимых дефектов. Компьютерная диагностика не всегда указывает на конкретный дефект — чаще подсказывает лишь общее направление дальнейшего поиска, который порой занимает значительно больше времени, нежели устранение неисправности. Грамотное определение причин неисправностей невозможно без знания физики процесса их проявления. Пока владельцы современных автомобилей не усвоят первоначальные знания диагностирования по внешним признакам, ремонт их неисправных автомобилей будет длительным. А ведь время — деньги.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гюнтер Г.** Диагностика дизельных двигателей. — М. ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. — 176 с.
2. **Рэндалл М.** Дизельные двигатели. Руководство по обслуживанию, диагностике и ремонту дизельных двигателей автомобилей. — СПб.: Алфамер-Паблишлинг, 2006. — 168 с.

УДК 678:666.762.81: 666.762.852:621.83.059.1

В. И. Кулик, канд. техн. наук, профессор, e-mail: victor.i.kulik@gmail.com,
А. С. Нилов, канд. техн. наук, доцент, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург, e-mail: alexey.s.nilov@gmail.com

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ СИСТЕМАХ СЦЕПЛЕНИЯ "СУХОГО" ТИПА АВТОТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ

Проведен анализ имеющегося опыта и перспектив применения композиционных материалов с полимерной, углеродной, металлической и керамической матрицами в высоконагруженных "сухих" узлах сцепления транспортной техники. Рассмотрены базовые технологические процессы, составы, эффективные области применения и достигаемые триботехнические характеристики рассматриваемых композитов. Показано, что композиты на основе углеродной и керамической матрицы могут рассматриваться как эффективная альтернатива традиционным фрикционным материалам в высоконагруженных системах сцепления.

Ключевые слова: *"сухие" узлы сцепления, фрикционные материалы, полимерный композит, металлокерамика, углерод-углеродный композиционный материал, керамоматричный композит, триботехнические свойства.*

The analysis of existing experience and prospects of application of composite materials with polymer, carbon, metal and ceramic matrices in high-loaded "dry" clutches of transport equipment is carried out. Basic technological processes, compositions, effective fields of applications and achieved tribotechnical characteristics of friction composites are considered. It is shown that composites based on the carbon and ceramic matrix can be considered as an effective alternative to traditional friction materials in highly loaded clutch systems.

Keywords: *"dry" clutch nodes, friction materials, polymer composite, cermet, carbon-carbon composite material, ceramic-matrix composite, tribotechnical properties.*

В настоящее время как в России, так и за рубежом все большее внимание уделяется вопросам повышения надежности и сроков эксплуатации высоконагруженных систем сцепления трансмиссий автотранспортной техники, облегчению их управления, снижению трудоемкости технического обслуживания, независимости и стабильности трибологических характеристик от температурных и погодных условий, снижению производственных и эксплуатационных затрат и т.п. Именно муфта сцепления, как правило, лимитирует ресурс и наработку между регулировками и ремонтами трансмиссий. При этом существующая тенденция, связанная с увеличением энергонасыщенности и единичной мощности транспортных средств, приводит к ужесточению условий работы муфты сцепления как при трогании их с места, так и в процессе движения.

В современной автотехнике применяются фрикционные, гидравлические и электромагнитные типы сцепления. Однако наибольшее распространение получили фрикционные дисковые сцепления, которые подразделяются: по виду трения — на "сухие" и работающие в масле ("мокрые"); по режиму включения — постоянно замкнутые и непостоянно замкнутые; по числу ведомых дисков — одно-, двух- и многодисковые и т. д. Передача крутящего момента в таких сцеплениях осуществляется за счет сил трения нажимным, фрикционным и опорным дисками. Скольжение элементов сцепления генерирует тепловую энергию за счет трения. Высокая скорость скольжения может приводить к существенному повышению температуры и, как следствие, к термомеханическим напряжениям и деформациям, высокому механическому износу, трещинам и другим видам повреждения диска сцепления. Поэтому одной из основных проблем при эксплуатации высоконагруженных трансмиссий является термомеханический износ материалов пар трения. При некоторой критической величине износа фрикционных материалов начинается их проскальзывание, и сцепление не передает мощность от двигателя на колеса, и при этом износ продолжает ускоренно увеличиваться. Важнейшей задачей обеспечения надежности и долговечности сцепления является подбор материалов пар трения, выбор которых определяется, главным образом, комплексом их

физико-механических, теплофизических и трибологических характеристик.

К фрикционным материалам в компонентах систем сцепления предъявляются следующие базовые требования [1]:

— материал должен иметь высокий коэффициент трения;

— материал должен эффективно противостоять основным видам износа, таким как задир, заедание и унос;

— материал должен быть устойчивым к окружающей среде (влаге и пыли);

— материал должен обладать хорошими термическими свойствами, термостойкостью, высокими теплопроводностью и теплоемкостью;

— материал должен выдерживать высокое контактное давление.

Одним из основных показателей при выборе пары трения является их статический и динамический коэффициент трения. Средние значения коэффициента трения в типовых узлах "сухого" сцепления автотехники составляют 0,25...0,4, а "мокрого" — 0,06...0,12. При недостаточном коэффициенте трения идет проскальзывание, а при высоком коэффициенте трения увеличивается механическая (ударная) и тепловая нагрузка на узлы трансмиссии. Недостаточность коэффициента трения может быть конструктивно компенсирована за счет увеличения площадей контакта фрикционных накладок или многодисковости узла сцепления, что приводит к усложнению его конструкции, увеличению массы и, соответственно, увеличению инерционности подвижных частей.

Существует достаточно много конструктивных схем исполнения муфт сцепления, но при этом основной ее фрикционной структурной единицей является пара трения "вращающийся ведущий диск — стационарный ведомый тормозной диск". Ведущие и ведомые диски могут быть изготовлены из мономатериала либо с применением фрикционных накладок. Фрикционные накладки выполняются в виде колец, секторов, лепестков трапециевидной формы и других видов.

В настоящее время в тормозных и передаточных узлах и механизмах нашли применение различные фрикционные материалы [1—3], среди которых выделим следующие типы: металлы (сталь и чугун); материалы на целлюлозно-бумажной основе; композиционные материалы на основе полимеров (каучуков, термо- и реактопластов); металлокерамические материалы; материалы на основе углеродной композиции; композиционные материалы с керамической матрицей. Для каждого типа фрикционного материала характерны свои условия эксплуатации, энергонагруженности и конструктивного исполнения элемента трения.

Традиционными парами трения в современных "сухих" узлах сцепления являются пары "металл-металл", главным образом, сталь и жаро- и износостойкий чугун, или "металл-фрикционная колодка (накладка)". В качестве фрикционных колодок применяют фрикционные композиционные материалы с полимерной, металлической, углеродной и керамической матрицами. Вместе с тем, для дисков сцепления, предназначенных для высокоскоростной и тяжелой гражданской или военной техники, как колесной, так и гусеничной, характерны высокие механические и температурные условия эксплуатации. Так, например, для дисков сцепления автомобиля Porshe Carrera GT характерны скорости вращения двигателя более 20 000 мин$^{-1}$ и температуры трибоконтакта более 800 °С [4]. Таким образом, учитывая, что для высоконагруженных "сухих" дисковых сцеплений температуры на поверхностях трения могут достигать 600...800 °С, можно выделить следующие типы фрикционных материалов, которые по их температурному диапазону эксплуатации в той или иной степени удовлетворяют требованиям фрикционного контакта: металлические, композиции с металлической, углеродной и керамической матрицами (рис. 1) [2].

Из рис. 1 видно, что применение композиционных материалов на полимерной основе с раз-

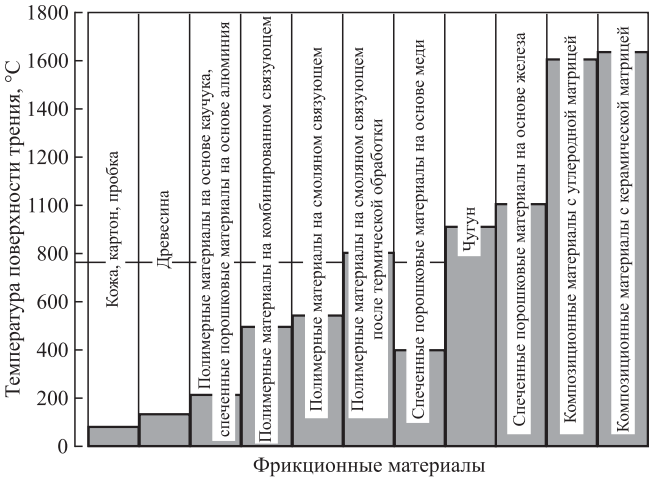


Рис. 1. Основные типы фрикционных материалов, применяемых в парах трения транспортных средств, и их эксплуатационные температурные диапазоны. Линия, идущая поперек рисунка, — достигаемые температуры в зоне трибоконтакта в высоконагруженных "сухих" узлах сцепления

личными типами армирующих наполнителей допустимо лишь для узлов сцепления, работающих в условиях легкого или, в крайнем случае, среднего (до 400 °С) температурного нагружения. Более того, даже монометаллические ведущие и ведомые диски для высоконагруженных узлов сцепления находятся на пределе их функциональных возможностей. При этом резко возрастают показатели износа материала. Поэтому применение дисков сцепления из жаростойких и износостойких углерод-углеродных композиционных материалов (УУКМ) и керамоматричных композитов (КМК), а также накладок из металлокерамики, главным образом, на основе железа для таких условий эксплуатации наиболее актуально.

Композиты с металлической матрицей еще часто называют металлокерамическими или металломатричными. Металломатричные фрикционные элементы получаются, главным образом, спеканием различного рода металлических порошков с фрикционными (абразивными) порошками и добавками, стабилизирующими процесс трения и обеспечивающими отсутствие схватывания (либриканты). Наибольшее распространение получили материалы на основе железа и меди.

Спеченные фрикционные материалы наиболее эффективно используются в тяжелонагруженных тормозных устройствах и фрикционных муфтах, что определяется их высокими износоустойчивостью, коэффициентом трения, теплостойкостью и теплопроводностью.

Фрикционные материалы на основе меди имеют, как правило, меньшие коэффициент трения и предельные температуры эксплуатации, чем материалы на основе железа, но зато они более теплопроводны. При высокой температуре на поверхности трения материалы на основе меди (бронзы), имеющие относительно низкую температуру плавления, проявляют склонность к схватыванию с контртелом, приводящую к вырыванию частичек материала. Поэтому применение спеченных материалов на основе меди ограничивается изготовлением узлов трения, в которых температура на поверхностях трения не превышает 300 °С [5], хотя по другим источникам эта величина может достигать 500...650 °С [6].

В основе "медной" металлокерамики лежит медный порошок. Дополнительно могут вводиться различные по составу и количеству металлические добавки, такие как Sn, Pb, Zn, Fe, Ni, Ti, Al, Si, Mo, W и др. [5, 7]. Среди этих добавок олово повышает прочность и твердость основы, мало влияя на коэффициент трения. Иногда олово частично или полностью заменяют более дешевым цинком. Эффективно также повышает прочность материала добавка алюминия, который увеличивает давление схватывания меди со сталью, улучшает жаропрочность и коррозионную стойкость порошкового фрикционного материала. В "медной" керамике к меди добавляют также сурьму, титан, никель, железо, молибден, вольфрам и другие металлы, способствующие снижению температуры на поверхности трения.

В качестве компонентов, придающих материалу высокие фрикционные свойства, используются такие порошки, как SiO_2, Al_2O_3, SiC, B_4C, TiC, WC, Cr_2O_3, AlN и др., а также различные интерметаллиды — FeMo, FeCr, FeTi, FeW, FeB и т.п. В качестве смазки, предохраняющей фрикционный материал от чрезмерного износа, применяют графит, MoS_2, FeS, Cu_2S, VS_2, LiS_2, CaF_2, BN, $BaSO_4$, $Fe_2(SO_4)_3$ и другие добавки.

Фрикционные материалы на основе железа применяются главным образом для условий жесткого фрикционного сцепления с температурами на поверхности трения до 1200 °С. Для улучшения теплопроводности добавляются порошки меди, а для повышения триботехнических характеристик материала в него могут вводиться аналогичные фрикционные и стабилизационные добавки, что и в материалы на основе меди, со своими оптимально подобранными составами.

Фрикционные материалы на основе УУКМ могут быть получены двумя способами или их комбинациями: жидкофазным — путем карбонизации полимерной матрицы углепластикого полуфабриката (Polymer Infiltration and Pyrolysis — PIP процессы); газофазным — путем осаждения пироуглерода из газового прекурсора в пористом волокнистом каркасе (Chemical Vapor Infiltration — CVI процессы).

Фрикционные изделия из КМК также могут быть получены с помощью газофазных CVI процессов. Тем не менее следует отметить, что, несмотря на то, что газофазные методы получения композитов с углеродной и керамической матрицами позволяют изготавливать материал с высокими физико-механическими характеристиками, однако при этом процесс получения весьма длительный по времени и трудоемкий, и, соответственно, сам материал очень дорогой для использования в автомобилях даже бизнес-класса.

Поэтому наибольшую привлекательность с экономической точки зрения имеют жидкофазные методы получения КМК с SiC-матрицей: PIP процессы (основанные на пиролизе кремнийсодержащей полимерной матрицы углепластикового

полуфабриката) и LSI (Liquid Silicon Infiltration) процессы, основанные на жидкофазном силицировании пористых заготовок, в состав которых входят углеграфитовые компоненты.

Следует отметить, что очень часто в рекламных проспектах и аннотациях под "керамическими" фрикционными дисками, колодками, накладками понимаются различного рода композиции, содержащие в своем составе абразивные керамические добавки в виде порошков и волокон. Введение во фрикционную композицию колодок таких добавок осуществляется как для металлокерамических, так и для композиционных материалов с полимерной и углеродными матрицами, но тем не менее они от этого не становятся чисто керамическими. Поэтому правомерно, во избежание путаницы, называть "керамическими" только фрикционные элементы, изготовленные из композиционного материала с керамической матрицей, армированной порошковыми или волокнистыми наполнителями.

Более подробно особенности и разновидности технологических процессов получения фрикционных изделий из УУКМ и КМК изложены в работе [8].

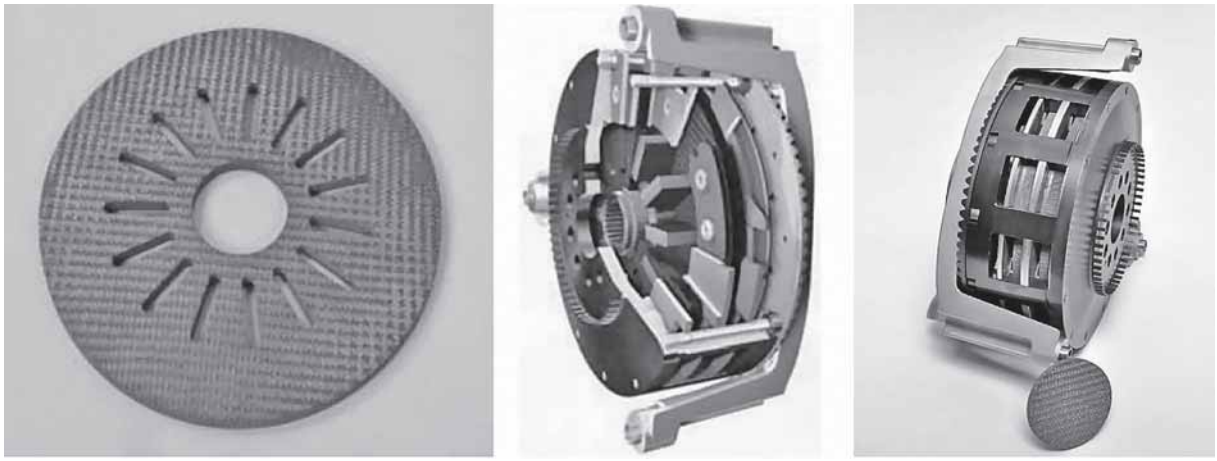
Главными достоинствами фрикционных композиций на основе углеродной матрицы являются высокие коэффициент трения при повышенных температурах (0,6...0,8), теплостойкость углеродной основы (более 1000 °С), размерно-температурная стабильность. Однако для этого материала характерны и существенные недостатки, такие как низкий коэффициент трения (0,15...0,2) при температурах до 250...300 °С, невысокая теплопроводность в направлении, перпендикулярном поверхности трения, и достаточно большие величины износа [9]. Поэтому считается, что для надежной эксплуатации фрикционных компонентов из УУКМ требуется их предварительный прогрев. Частично эти проблемы могут быть решены путем введения в состав композиции абразивных материалов и модификаторов, таких как SiC, Al_2O_3, B_4C, бора и металлических порошков или волокон (например, медных) [9, 10]. Серьезным недостатком УУКМ также является повышенная окисляемость его компонентов (углеродного волокна и матрицы) при температурах выше 600 °С, что приводит к ускоренной деградации поверхности трения и снижению средней износостойкости.

Однако существенная зависимость коэффициента трения УУКМ от температуры применительно к фрикционным элементам узла сцепления может рассматриваться в определенной степени и как достоинство, так как позволяет в процессе начальной стадии сцепления мягко включаться в работу, обеспечивая безударную работу трансмиссии.

Коммерческие КМК с SiC-матрицей, как правило, армируются углеродными волокнистыми материалами (нитями, лентами, тканями и др.) — композиты системы C_f/SiC. Благодаря исключительно высокой твердости и стойкости к абразивному износу карбида кремния C_f/SiC-композиты являются одними из самых перспективных современных материалов для изделий фрикционного назначения. Фрикционные КМК имеют очень хорошие триботехнические характеристики: высокий коэффициент трения, его малую зависимость от скорости, температуры поверхности в зоне трения и погодных условий. Материалы с керамической матрицей имеют наименьший износ при эксплуатации по сравнению с УУКМ.

Достоинствами композиционных материалов с керамической матрицей, получаемых по технологии PIP, являются широкая возможность управления структурой и компонентным составом получаемых композиций, отсутствие термической и химической деградации армирующих углеродных волокон и порошковых добавок при проведении пиролиза кремнийсодержащего полимерного связующего. Для улучшения триботехнических характеристик такие фрикционные композиции на стадии пропитки кремнийорганическим связующим могут модифицироваться различными абразивными или стабилизирующими процесс трения добавками, такими как SiO_2, Al_2O_3, SiC, B_4C, TiC, WC, MgO, $ZrSiO_4$, MoS_2, SbS_3, CaF_2, графит и другие вещества [11]. Главным недостатком технологии получения КМК методом PIP является повышенная пористость матрицы вследствие удаления летучих компонентов в процессе пиролиза. Эта проблема может решаться путем увеличения количества циклов "пропитка-пиролиз", но это сразу приводит к резкому удорожанию получаемого материала.

Метод LSI, коммерчески предпочтительный для автомобильных тормозных дисков из КМК, также может быть применен и для получения фрикционных дисков и накладок узлов сцепления. Наиболее широко при этом используется модификация метода LSI, основанная на жидкофазном силицировании карбонизированных углепластиков. Данные технологические процессы обладают рядом достоинств по сравнению с другими методами получения КМК: конечный материал имеет достаточно высокую прочность и теплопроводность; матрица имеет плотную, практически беспористую структуру; для реализации процесса требуется относительно простое технологическое оборудование; процесс от-



а) *б*) *в*)

Рис. 2. Фотографии дисков сцепления из КМК фирмы Porshe для автомобиля модели Carrera GT:
а — диск сцепления из КМК [13]; *б* — сцепление в разрезе [4]; *в* — в полной компоновке [14]

носительно недорог и производителен вследствие его небольшой продолжительности.

В состав полимерного связующего, которым пропитывается волокнистый материал, обычно входят различные порошкообразные добавки. Например, в связующее вводятся порошки нефтяного кокса, SiC, BN, графита, сульфида марганца и др. [12]. Тем не менее по отношению ко всем рассматриваемым технологическим вариантам получения фрикционных композиций метод LSI не позволяет использовать в качестве добавок многие виды металлических порошков и, в первую очередь, кислородсодержащих добавок. Кроме того, у данного метода имеется свой серьезный недостаток — взаимодействие агрессивного расплава кремния с углеродными волокнами, что приводит к их существенной деградации и, соответственно, к снижению конечных физико-механических характеристик КМК. Для решения этой проблемы обычно используют два подхода: применение более стойкого к расплаву кремния, но при этом более дорогих графитизированных высокомодульных углеродных волокон и нанесение на волокна соответствующих защитных покрытий. Очевидно, что оба эти подхода приводят к удорожанию получаемого КМК и снижению коммерческой привлекательности данной технологии.

Частично решить проблему деградации углеродных волокон позволяет модификация LSI процесса, предполагающая пропитку волокнистого каркаса полимерным связующим с последующей карбонизацией связующего и образованием в межволоконном пространстве кокса, взаимодействие которого с расплавом кремния и приводит к образованию SiC-матрицы, в том числе и на поверхности углеродных волокон, защищающей их от расплава кремния.

Применение дисков сцепления из КМК, полученных по технологии LSI, в трансмиссии автомобиля Porshe Carrera GT позволило выдерживать температуры трибоконтакта выше 800 °С, уменьшить диаметр дисков на 30 % с 240 до 169 мм и, соответственно, снизить весовые показатели блока сцепления более чем на 50 % с 7,6 до 3,5 кг [4]. На рис. 2 приведены блок сцепления и монолитный диск сцепления из КМК для автомобиля Porshe Carrera GT.

На рис. 3 приведен другой конструктивный вариант диска сцепления, где сцепление осущест-

Рис. 3. Конструктивный вариант диска сцепления со вставными фрикционными элементами из КМК

вляется за счет трения вставных элементов (пистонов) из КМК [15]. Представляют практический интерес диски сцепления из комбинированного материала: основа диска — УУКМ, выполняющий функцию силового каркаса, а фрикционные поверхности — слои SiC, обеспечивающие высокие триботехнические характеристики, полученные: 1) путем поверхностного жидкофазного силицирования углеродного материала основы; 2) насыщением поверхностных слоев кремнийсодержащим полимером с последующим его пиролизом; 3) газофазным осаждением SiC-методом CVD (Chemical Vapor Deposition) [16].

Одной из основных проблем применения фрикционных УУКМ и КМК в узлах сцепления является подбор соответствующего контртела, способного, с одной стороны, обеспечивать максимальные показатели коэффициента трения в паре с этими материалами, а с другой стороны, выдерживать экстремально жесткие температурные и абразивные условия трибоконтакта с минимальными значениями износа. Как отмечалось ранее, наиболее эффективными фрикционными материалами в паре с КМК, с точки зрения теплостойкости и при этом минимальности износа, высоких значений и стабильности коэффициента трения в условиях температуры трибоконтакта выше 800 °С являются металлокерамика на основе железа и композиции с керамической и углеродной матрицей. При этом в последнем случае предпочтение отдается композициям с керамической матрицей. Так, в работе [17] рассматривались различные сочетания пар трения композиций с углеродной и керамической матрицами и отмечались высокие статический и динамический коэффициенты трения пары на основе карбидокремниевого КМК, армированного углеродными волокнами "C/SiC—C/SiC", и их сбалансированность по отношению к парам трения "C/SiC—C/C" и "C/C—C/C" (рис. 4). Вместе с тем, видно, что пара "C/SiC—C/SiC" хотя и имеет относительно невысокий и равномерный износ, однако он почти в 1,4 раза больше, чем у пары "C/C-C/C". Решить проблему существенного снижения поверхностного износа трущихся фрикционных КМК (в разы) возможно путем нанесения на их поверхности SiC-покрытий реакционного типа или газофазных SiC-покрытий методом CVD [18] либо созданием структур КМК градиентного типа, в которых поверхностные фрикционные функциональные слои состоят полностью или главным образом из SiC-фазы по отношению к внутренним слоям с высоким содержанием углеродных волокон и обеспечивающих повышенный уровень прочности и трещиностойкости композитному элементу узла сцепления [19, 20].

Результаты исследований по применению фрикционных пар трения "металлокерамика на основе железа — КМК" [21—25] показали их высокие и стабильные триботехнические характеристики в широких интервалах значений контактного давления, скоростей скольжения и температур на поверхности трения. В частности, на рис. 5 приведены зависимости коэффициента трения от давления и относительной скорости, в том числе и в сравнении с фрикционной парой "серый чугун — металлокерамика" [21]. Видно, что пара "КМК — металлокерамика" обеспечивает значительно более стабильный коэффициент трения в исследованном диапазоне давлений и скоростей.

В другой работе [25] приведены результаты трибологических исследований диска из КМК тканой структуры, полученного по технологии

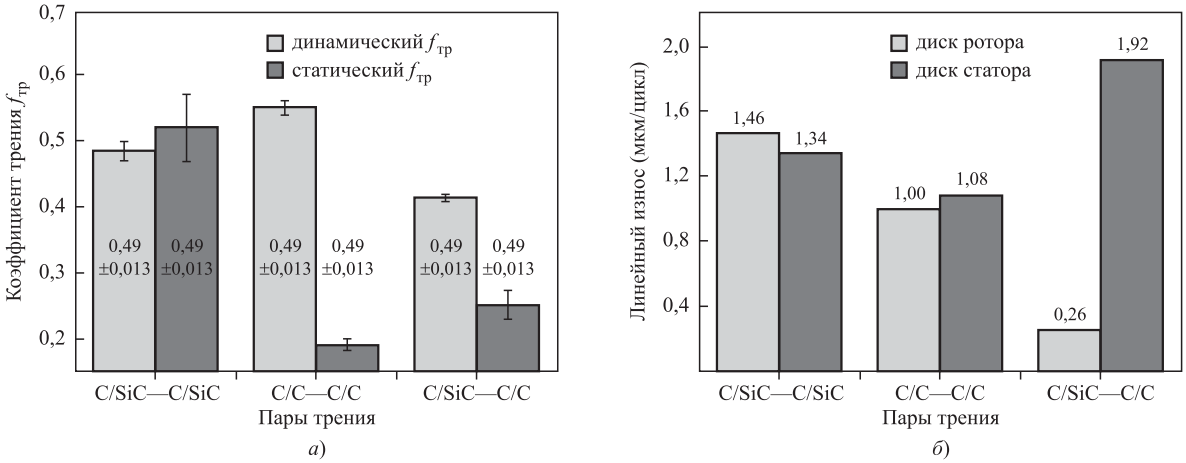


Рис. 4. Коэффициент трения (*а*) и линейный износ (*б*) для различных фрикционных пар

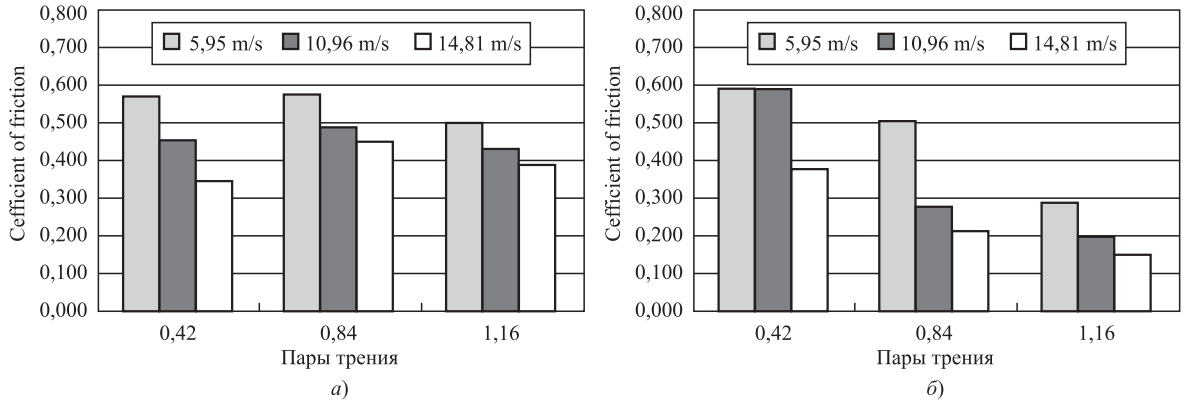


Рис. 5. Средний коэффициент трения в зависимости от давления и относительной скорости для фрикционных пар:

а — "КМК — металлокерамика"; *б* — "серый чугун — металлокерамика"

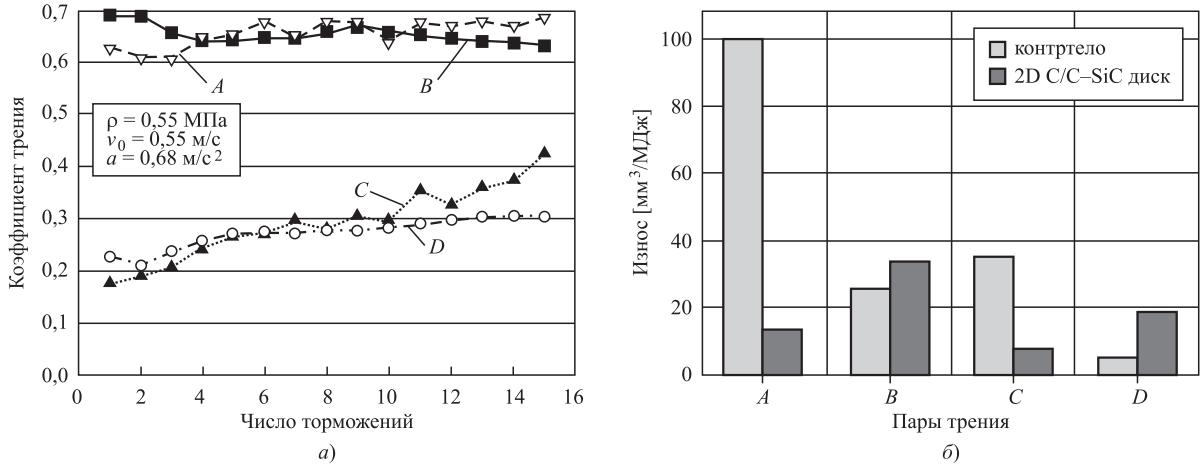


Рис. 6. Зависимости изменения коэффициента трения (*а*) и износа (*б*) образцов из КМК (2D C/C—SiC) в паре с различными металлическими контртелами:

A — бронза + (силикаты + графит); B — (бронза + железо) + силикаты; C — бронза + силикаты; *D* — медь

LSI, в парах с коммерческими фрикционными материалами (рис. 6). Как видно из зависимостей, наиболее сбалансированной для пары с КМК, с точки зрения наличия максимального коэффициента трения и достаточно низкого износа, является металлокерамика на основе железа с добавлением бронзы и абразивов.

В работе [24] также определено, что при наличии высокого и стабильного коэффициента трения (рис. 7) величины износа металлокерамических фрикционных элементов на основе железа для пары трения "КМК—металлокерамика ФЖ-11" были относительно небольшими, в то время как износ элементов из КМК практически отсутствовал или был минимальным.

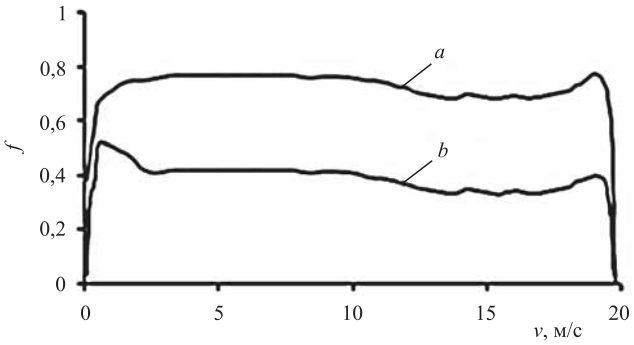


Рис. 7. Кривые зависимости коэффициентов трения от скорости для различных пар трения:

а — "КМК — металлокерамика на основе железа ФЖ-11", *в* — "чугун — ФЖ-11"

Несмотря на то что, как указывалось ранее, функциональные возможности металлических фрикционных дисков в высоконагруженных системах сцепления находятся на их эксплуатационном пределе, тем не менее в литературе широко рассматриваются такие пары трения, как "КМК—сталь (чугун)". Так, в работе [26] для пары "стальной диск — колодка из КМК" были проведены исследования по определению триботехнических характеристик для данной фрикционной пары в условиях "сухого" трения и трения, когда образец из КМК предварительно выдерживался в воде. По результатам испытаний было показано, что данная пара трения имеет высокий и стабильный коэффициент трения как в сухом, так и во влажном состоянии — 0,38 и 0,35 соответственно. А износ составлял 1,1 мкм/цикл и 0,97 мкм/цикл (0,7 мкм/цикл и 0,63 мкм/цикл) для образца из КМК и стали соответственно для сухого (влажного) трения.

В другой работе [27], где также проводились трибологические исследования для различных типов фрикционных материалов в паре с образцами из хромистой стали $100Cr_6$, были определены высокие и достаточно стабильные значения коэффициента трения образцов из КМК в широком диапазоне скоростей скольжения (рис. 8).

Таким образом, проведенный анализ показывает широкие перспективы применения композиционных материалов с углеродной, металлической и керамической матрицами в "сухих" узлах сцепления как в тяжелой транспортной технике (танки, бронетранспортеры, тягачи, трактора, карьерные самосвалы и т.п.), так и для многих типов высокоскоростных легковых автомобилей. В первую очередь это относится к фрикционным элементам из УУКМ и КМК, которые могут рассматриваться как эффективная альтернатива традиционным фрикционным материалам в высоконагруженных системах сцепления.

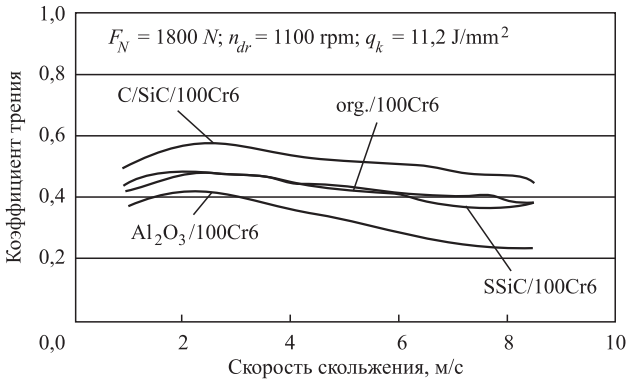


Рис. 8. Зависимости коэффициентов трения от скорости скольжения для различных типов фрикционных материалов в паре со сталью 100Cr6

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Kannan G., Krishnamoorthy K., Loheswaran K.** Review on Different Materials Utilized in Clutch Plate // South Asian Journal of Engineering and Technology, 2016. — Vol. 2. — No. 23. — P. 135—142.
2. **Фрикционные материалы** [Электронный ресурс]: http://www.ximicat.com/info.php?id=5784.
3. **Кулик В. И., Нилов А. С., Гаршин А. П.** Анализ фрикционных материалов и технологий изготовления тормозных колодок для высоконагруженных тормозных систем с дисками из керамического композиционного материала // Новые огнеупоры, 2015. — № 7. — С. 57—68.
4. **Fibre** reinforced ceramic matrix composites for advanced tribological applications / W. Hufenbach, C. Weimann, Q. Zheng et al. // Tagungsband 16-th international conference on composite materials, 2007.
5. **Хренов О. В., Дмитрович А. А., Лешок А. В.** Металлокерамические фрикционные материалы. — Минск, 2011. — 42 с.
6. **Полимеры** в узлах трения машин и приборов: справочник / Под ред. А. В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 1988. — 328 с.
7. **Kryachek V. M.** Friction composites: traditions and new solutions (review). Powder materials // Powder metallurgy and metal ceramics. — 2004. — Vol. 43. — No. 11—12. — P. 581—592.
8. **Гаршин А. П., Кулик В. И., Нилов А. С.** Фрикционные материалы на основе волокнисто-армированных композитов с углеродной и керамической матрицей для систем торможения // Новые огнеупоры. — 2008. — № 9. — С. 54—60.
9. **Старченко В. Н., Павленко М. В., Овчаренко В. В.** Исследование трибологических характеристик фрикционных С-С композитов // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. — 2011. — № 6. — С. 105—109.
10. **Пат. US 7338987**. Friction material composition and friction material using the same / M. Ono, T. Nagayoshi, M. Inoue et al; заявл. 21.05.04; опубл. 04.03.08.
11. **Пат. US 6265071**. Brake unit including brake disc and brake lining / G. Gross, T. Haug, E. Naumann et al; заявл. 15.09.98; опубл. 24.07.01.
12. **Naslain R., Cristin F.** Si-matrix composite materials for advanced jet engines // MRS Bulletin. — 2003. No. 9. — P. 854—858.
13. [**Электронный ресурс**] http://www.speautomotive.com/Awards%20Modules/2004Awards/ Materials/home.html
14. **Newsletter of the Fraunhofer** High-Performance Ceramics Alliance. Advancer, 2009. — No. 3. — 4 p. [Электронный ресурс]: www.advancer.fraunhofer.com.
15. **Fe thermal** analysis of a ceramic clutch / B. Czel, K. Varadi, A. Albers, M. Mitariu // Tribology International. — 2009. — Vol. 42. — P. 714—723.
16. **Пат. US6077607 A**. Brake/clutch disc, such as for a vehicle / M. Zornik. Дата публикации: 20.06.2000 г.

17. **Tribological** behaviour of three-dimensional needled carbon/silicon carbide and carbon/carbon brake pair / X. Xu, S. Fan, L. Zhang et al. // Tribology International, 2014. — Vol. 77. — P. 7—14.
18. **El-Hija H. A.** Development of C/C—SiC Brake Pads for High-Performance Elevators / H. A. El-Hija, B. Heidenreich, W. Krenkel, S. Hugel // International journal of applied ceramic technology, 2005. — Vol. 2 [2]. — P. 105—113.
19. **Пат. РФ № 2428395**. Наноструктурированный функционально-градиентный композиционный материал и способ его получения / В. И. Румянцев, Р. Л. Сапронов, В. А. Мех, С. А. Суворов. Дата публикации: 10.09.2011.
20. **Krenkel W.** Carbon Fiber Reinforced CMC for High-Performance Structures // International Journal of Applied Ceramic Technology. — 2004. — Vol. 1. — No. 2. — P. 188—200.
21. **Kermc M., Kalin M., Vizintin J.** Development and use of an apparatus for tribological evaluation of ceramic-based brake materials // Wear. — 2005. — Vol. 259. — P. 1079—1087.
22. **Stadler Z., Krnel K., Kosmac T.** Friction and wear of sintered metallic brake linings on a C/C-SiC composite brake disc // Wear. — 2008. — Vol. 265. — No. 3—4. — P. 278—285.
23. **Wang Y.** Friction surface evolution of carbon fibre reinforced carbon/silicon carbide (C_f/C-SiC) composites / Y. Wang, H. Wu // Journal of the European Ceramic Society, 2010. — Vol. 30. — No. 15. — P. 3187—3201.
24. **Исследование** триботехнических характеристик композиционных материалов с карбидокремниевой матрицей / В. И. Кулик, А. С. Нилов, А. П. Гаршин и др. // Новые огнеупоры, 2012. — № 8. — С. 45—56.
25. **Krenkel W., Berndt F.** C/C—SiC composites for space applications and advanced friction systems // Materials Science and Engineering A. — 2005. — Vol. 412. — P. 177—181.
26. **Preparation,** properties and application of C/C-SiC composites fabricated by warm compacted-*in situ r*eaction / P. Xiao, Z. Li, Z. Zhu, X. Xiong // J. Mater. Sci. Technol. — 2010. — Vol. 26 (3). — P. 283—288.
27. **Albers A., Mitariu M., Arslan A.** Increasing the performance of motor vehicle clutches by the use of ceramic as fiction material and the resulting effects on system design // Proceedings of WTC2005 World Tribology Congress III, 12-16.09.2005. Washington. D. C. — USA, 2005. — 7 p.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

"ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журнал

"ГРУЗОВИК"

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2019 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

Художественный редактор *Д. С. Рыбакова*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *З. В. Наумова*
Сдано в набор 02.10.2018. Подписано в печать 19.12.2018. 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**