Грузовик

4
2016

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

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

Редакционный совет

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

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

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

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

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

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

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Марков В. А., Трифонов В. Л., Вальехо Мальдонадо П. Р.* Регулирование степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания

9 *Шестаков Н. С., Баженов Е. Е., Буйначев С. К.* Проектирование и выбор параметров силового агрегата с двумя двигателями и зубчатым вариатором

Исследования. Расчет

12 *Козловский В. Н., Петровский С. В., Адамян Х. К., Аверьянов В. А.* Моделирование дуги в свече зажигания и электромагнитных помех от системы зажигания автомобиля

19 *Блинов Е. И.* Исследование устойчивости многозвенных динамических систем на основе частотного анализа

26 *Копотилов В. И.* Смещение пятна контакта шины как фактор изменения сопротивления качению

31 *Антипенко В. С., Лебедев С. А.* Адсорбционная емкость электродов и параметры накопителей

Практика

34 *Денисов А. С., Носов А. О., Биниязов А. М., Платонов В. В., Кожинская А. В.* Влияние уровня масла в картере на срок его службы и ресурс двигателя

Транспортный комплекс

39 *Панфилов Д. С.* Инструменты для увеличения пропускной способности городских магистралей

Безопасность

43 *Стрижевский Д. А., Козин А. А., Чванов А. В., Карпеев С. В., Кочетков А. В.* Вероятность ухудшения состояния водителей при проезде неровностей дорожных покрытий на основе оценки риска

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

4
2016

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

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

Editorial council

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

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

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

Address of publishing house
107076, Kolodezny Lane, house 2, p. 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 catalog "Rospechat" 373409,
according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799,
according to the catalog "Russian Post" 25782

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2016

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

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

CONTENTS:

Design

3 *Markov V. A., Trifonov V. L., Valeho Maldonado P. R.* Compression Ratio Control in Internal Combustion Engines

9 *Shestakov N. S., Bazhenov E. E., Buynachev S. C.* Design and parameter identification of the power unit with two engines and geared variator

Research. Calculation

12 *Kozlovskiy V. N., Petrovski S. V., Adamyan H. K., Averyanov V. A.* Mathematical modeling of the arc in the spark plug and electromagnetic interference from the ignition system of the car

19 *Blinov Yu. I.* Research of stability of multilinking dynamic systems on base of the frequency analysis

26 *Kopotilov V. I.* Bias tire contact as a factor of change in rolling resistance

31 *Antipenko V. S., Lebedev S. A.* Adsorption capacity of electrodes and settings for drives

Practice

34 *Denisov A. S., Nosov O. A., Benesov A. M., Platonov V. V., Kozhinskaya A. V.* The influence of the level of oil in the crankcase on the life and the life of the engine

Transportation complex

39 *Panfilov D. S.* Tools to increase the capacity of city highways

Security

43 *Striževskij D. A., Kozin A. A., Kochetkov A. V., Chvanov A. V., Karpeev S. V.* The likelihood of deterioration of the drivers while driving pavement roughness based on risk assessment

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

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

Information on the site "Autotransportnik.ru"

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 621.436

В. А. Марков, В. Л. Трифонов, П. Р. Вальехо Мальдонадо

РЕГУЛИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Рассмотрены предпосылки регулирования степени сжатия в поршневых двигателях внутреннего сгорания — в бензиновых и дизельных двигателях. Проведен анализ влияния степени сжатия на индикаторные и эффективные показатели двигателей. Приведены рекомендуемые законы регулирования степени сжатия при изменении скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля. Дана классификация систем регулирования степени сжатия в поршневых двигателях.

Ключевые слова: *автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, бензиновый двигатель, дизельный двигатель, степень сжатия, топливная экономичность, токсичность отработавших газов.*

V. A. Markov, V. L. Trifonov, P. R. Valeho Maldonado

COMPRESSION RATIO CONTROL IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Basis for compression ratio control in the piston internal combustion engine — in gasoline and diesel engine — is considered. Analysis of the compression ratio influence on indicator and effective engine characteristics is carried out. Suggested laws of control of compression ratio at the speed and load modes change for the diesel engine are presented. Classification of compression ratio control systems in piston engines is given.

Keywords: *vehicle, internal combustion engine, gasoline engine, diesel engine, compression ratio, fuel efficiency, exhaust gases toxicity.*

Как источник механической энергии поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) получил повсеместное применение в энергетике и на транспорте. Это объясняется тем обстоятельством, что в настоящее время ДВС является наиболее экономичным тепловым двигателем, и, по оценкам экспертов, указанное преимущество поршневого ДВС сохранится за ним и на ближайшую перспективу, которая оценивается примерно в 30—40 лет [1—3].

Топливная экономичность на конкретном режиме работы автомобильного двигателя оценивается с использованием общепринятых показателей — часового расхода топлива $G_т$, удельного эффективного расхода топлива g_e, индикаторного η_i и эффективного η_e коэффициентов полезного действия (КПД) двигателя [3, 4]. Для оценки среднеэксплуатационной топливной экономичности автомобильных двигателей применяются и другие показатели, среди которых — расход топлива на 100 км пробега автомобиля, расходы топлива в испытательном или ездовом цикле и др. [4—6].

Двигатели внутреннего сгорания транспортных средств эксплуатируются в условиях интенсивного городского движения, для которых характерна работа двигателя в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Причем, большую часть времени автомобильные двигатели работают на частичных режимах с частой сменой разгонов и торможений, при частых пусках и недостаточном прогреве, на режимах малых нагрузок и холостого хода [4—6]. Все это приводит к тому, что топливная экономичность силовой установки автомобиля резко ухудшается — возрастает удельный эффективный расход топлива g_e (рис. 1), снижается эффективный коэффициент полезного действия (КПД) η_e [1].

Как следует из данных рис. 1, *а*, при малых частотах вращения коленчатого вала автомобильного бензинового двигателя (двигателя с искровым зажиганием) удельный расход топлива g_e возрастает и на режиме холостого хода становится бесконечно большим. Аналогичные зависимости N_e и g_e от n характерны и для дизелей.

gz416.indd 3 28.03.2016 8:21:28

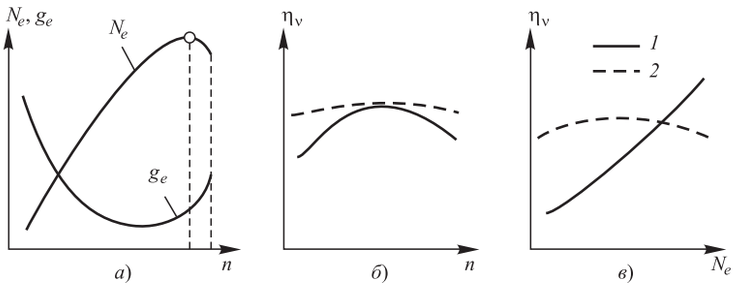

Рис. 1. Зависимость эффективной мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала *n* автомобильного бензинового двигателя (*а*) и зависимость коэффициента наполнения цилиндров двигателя η_v от *n* (*б*) и N_e (*в*):

1 — двигатель с искровым зажиганием; *2* — дизель

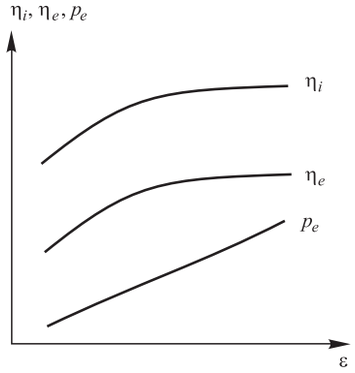

Рис. 3. Зависимость индикаторного η_i и эффективного η_e КПД бензинового двигателя, среднего эффективного давления p_e от степени сжатия ε

Поскольку на неформированных режимах работы двигателя (режимы малых нагрузок и холостого хода) процесс смесеобразования ухудшается, наполнение цилиндров двигателя свежим зарядом (коэффициент наполнения η_v) уменьшается вследствие увеличения обратного выброса рабочего заряда через еще открытые в начале такта сжатия впускные клапаны. При уменьшении частоты вращения *n* ниже номинального удельный эффективный расход топлива g_e снижается, в основном, по следующим причинам:

— уменьшаются потери на трение в кривошипно-шатунном механизме (механический коэффициент полезного действия $\eta_м$ растет, рис. 2) [1];

— понижается интенсивность теплоотдачи от находящегося в цилиндре газа в стенки цилиндра, что приводит к уменьшению удельных тепловых потерь.

Повышение степени сжатия приводит к увеличению эффективного КПД двигателя η_e, а следовательно, — к росту среднего эффективного давления p_e (рис. 3) [1].

Учитывая сказанное, необходимо отметить, что при работе автомобильных поршневых ДВС на режимах с частичной нагрузкой можно повысить

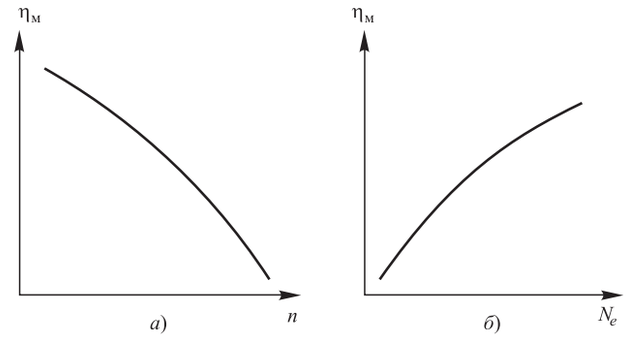

Рис. 2. Зависимость механического КПД $\eta_м$ от частоты вращения коленчатого вала *n* (*а*) и эффективной мощности N_e (*б*)

индикаторный коэффициент полезного действия η_i например, путем увеличения степени сжатия ε. Это относится к бензиновым двигателям, в которых степень сжатия выбирается, в первую очередь, из условия бездетонационной работы [1, 2, 7, 8]. Целесообразно изменение степени сжатия и при смене скоростного режима работы двигателя.

Повышение топливной экономичности путем оптимизации степени сжатия для каждого конкретного режима привлекательно и применительно к дизельным двигателям [1, 2, 6, 9]. Такое изменение степени сжатия при смене режима работы бензинового или дизельного двигателей реализуется с помощью различных систем регулирования степени сжатия. Причем, регулирование степени сжатия целесообразно в двигателях с различной организацией рабочего процесса [10—13] и при работе на различных видах топлива [13—16]. При установке на поршневые двигатели систем регулирования степени сжатия достигается не только повышение их топливной экономичности, но и улучшение показателей токсичности отработавших газов (ОГ) [2, 5, 6].

В автомобильных двигателях традиционных конструкций степень сжатия является постоянной величиной и выбирается из условия эффективного функционирования двигателя в режимах, наиболее критичных для данного типа двигателя. В бензиновых двигателях она выбирается с учетом ограничений по динамике процесса сгорания (по детонационному сгоранию) в режиме с наибольшей нагрузкой. На большинстве остальных режимов степень сжатия оказывается меньше оптимальной [2]. В дизельных двигателях степень сжатия устанавливается с учетом обеспечения надежного самовоспламенения топлива при пуске холодного двигателя, а на остальных эксплуатационных режимах она может быть больше оптимальной [2].

gz416.indd 4 28.03.2016 8:21:28

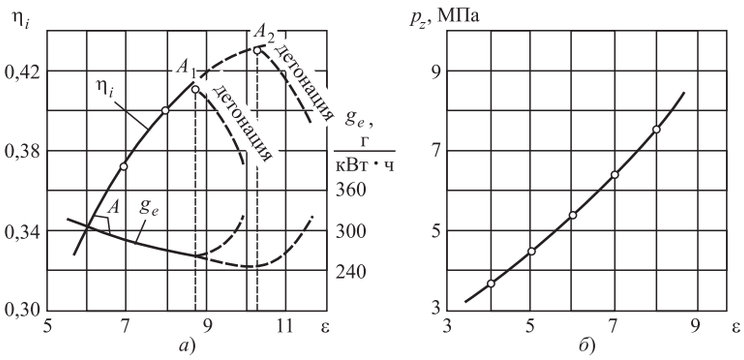

Рис. 4. Влияние степени сжатия ε на индикаторные (η_i) и эффективные (g_e) показатели бензинового двигателя (*а*), а также на показатели динамики процесса сгорания — на максимальное давление сгорания p_z (*б*):

А — характеристики, соответствующие наивысшей допустимой степени сжатия; A_1 — точка этой характеристики для индикаторного КПД при октановом числе, равном 76; A_2 — при октановом числе, большем 90

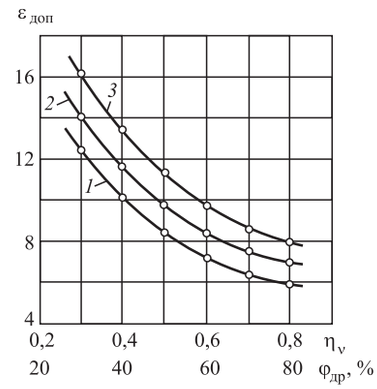

Рис. 5. Зависимость допустимой степени сжатия $\varepsilon_{доп}$ от коэффициента наполнения η_v цилиндров двигателя (степени дросселирования рабочей смеси $\varphi_{др}$) при значениях степени сжатия ε, выбранных для номинального значения η_v (или $\varphi_{др}$):

1 — ε = 6; *2* — ε = 7; *3* — ε = 8

В автомобильных бензиновых двигателях детонация ограничивает максимальную величину степени сжатия ε на наиболее форсированном по цикловой подаче топлива режиме — на режиме максимального крутящего момента. Причем, это ограничение накладывается не только из-за взрывоподобного сгорания рабочей смеси и увеличения механических нагрузок на детали двигателя, но и вследствие снижения индикаторного КПД η_i (штрих-пунктирные линии на рис. 4) [1, 17] и, следовательно, эффективных показателей двигателя. В результате, выбранное таким образом значение ε не обеспечивает наилучшую топливную экономичность двигателя на режимах с частичными нагрузками. Поэтому на этих режимах с целью улучшения топливно-экономических показателей двигателя степень сжатия ε желательно повысить в рамках допустимого диапазона увеличения ε (рис. 5).

В дизелях максимальное значение степени сжатия выбирается из условия реализации гарантированного пуска двигателя — из условия обеспечения качественных процессов распыливания топлива, смесеобразования и последующего надежного самовоспламенения рабочей смеси. При этом выбранная величина степени сжатия ε может быть выше значения ε, которое обеспечивает наилучшую топливную экономичность двигателя, особенно на режимах с неполной нагрузкой, а также на режимах холостого хода.

По этой причине в дизелях после их пуска может появиться необходимость снижения ε. Это, в первую очередь, относится к дизелям с наддувом. У таких двигателей при завышенных степенях сжатия резко повышаются механические и тепловые нагрузки на детали двигателя вследствие увеличения показателей динамики процесса сгорания (в частности, максимального давления сгорания p_z) и максимальной температуры сгорания.

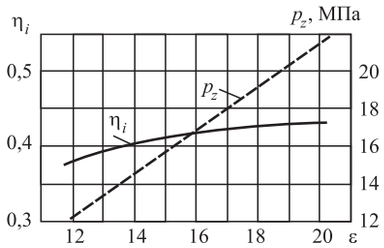

Рис. 6. Влияние степени сжатия ε на индикаторный КПД η_i и максимальное давление сгорания p_z автомобильного дизеля

Как следует из данных рис. 6, повышение степени сжатия ε выше 10—12 единиц, не приводя к значительному улучшению экономичности (увеличению индикаторного КПД двигателя η_i), резко увеличивается максимальное давление сгорания p_z и другие показатели динамики цикла [1, 17]. В результате может возникнуть необходимость упрочнения всех деталей двигателей, что, в свою очередь, приведет к увеличению массогабаритных показателей силового агрегата автомобиля.

По мере повышения степени сжатия ε вследствие роста показателей динамики процесса сгорания силы трения между деталями кривошипно-шатунного механизма двигателя увеличиваются (рис. 7) [6]. Вследствие роста p_z повышается давление компрессионных колец на стенки цилиндра, особенно у первого кольца (рис. 8) [1]. Эти детали работают

gz416.indd 5 28.03.2016 8:21:28

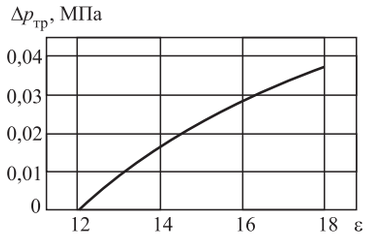

Рис. 7. Зависимость прироста среднего давления трения от степени сжатия форсированного дизеля с турбонаддувом

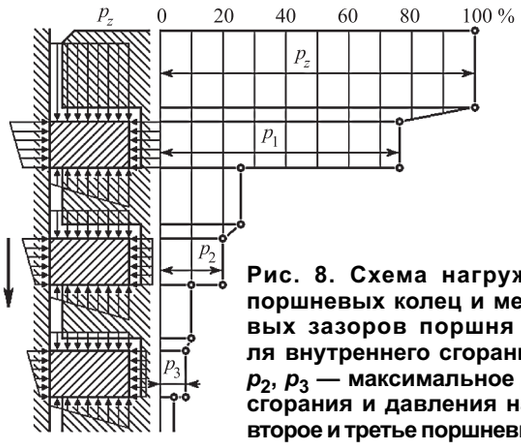

Рис. 8. Схема нагруженности поршневых колец и межкольцевых зазоров поршня двигателя внутреннего сгорания: p_z, p_1, p_2, p_3 — максимальное давление сгорания и давления на первое, второе и третье поршневые кольца

в условиях граничного трения, особенно при нахождении поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ). При увеличении газовых сил возрастают нагрузки на нижние вкладыши коренных подшипников, особенно в конце такта сжатия и начале расширения, а у шатунных подшипников оказываются сильно нагруженными верхние вкладыши.

Как было отмечено выше, степень сжатия оказывает существенное влияние и на показатели токсичности ОГ двигателей внутреннего сгорания, в частности — дизелей. В зарубежных дизелях легковых автомобилей степень сжатия охватывает диапазон ε = 17,9—24,5. Наиболее часто применяемые степени сжатия в этих дизелях — ε = 21,0—24,5 [18]. В отечественных автотракторных дизелях и двигателях грузовых автомобилей степень сжатия обычно изменяется в пределах ε = 14,0—18,5 [19]. Большие значения ε относятся к двигателям с неразделенными камерами сгорания (КС).

С увеличением степени сжатия ε в дизелях интенсифицируется вихревое движения воздушного заряда в цилиндре, ускоряются процессы смесеобразования и сгорания, повышаются температуры конца сжатия и максимальная температура сгорания T_{max}, увеличивается максимальное давление сгорания p_z. При повышении ε все эти факторы приводят к интенсивному образованию NO_x и снижению выбросов продуктов неполного сгорания (рис. 9) [20]. В частности, в форсированном транспортном дизеле с турбонаддувом и неразделенной КС увеличение p_z с 9 до 17 МПа сопровождается уменьшением g_e на 20 г/(кВт·ч) и увеличением соотношения CO_2/CO в ОГ с 5,5 до 6,6, т. е. уменьшением эмиссии монооксида углерода [21]. По данным работы [22] в дизелях без наддува увеличение ε на единицу позволяет уменьшить содержание CO в ОГ на 4 % и сократить выбросы сажи на 6 %, но при этом эмиссия NO_x увеличивается на 16 %. В дизелях с турбонаддувом аналогичное увеличение ε приводит к снижению эмиссий CO и C на 2 % и возрастанию выброса NO_x на 8 %.

Как отмечено выше, с ростом ε увеличиваются и силы трения между деталями цилиндропоршневой группы двигателя и кривошипно-шатунного механизма. В частности повышение ε с 12 до 18 в четырехтактном форсированном быстроходном дизеле с турбонаддувом сопровождается приращением среднего давления трения на $\Delta p_{тр}$ = 0,035 МПа (см. рис. 7). Это обстоятельство сокращает возможности улучшения показателей дизеля путем увеличения ε. Поэтому целесообразно дальнейшее совершенствование конструкции двигателя с целью снижения сил трения.

В дизелях с разделенной КС в связи с двухстадийным сгоранием и увеличением теплоотдачи между стадиями увеличение ε оказывает обратное воздей-

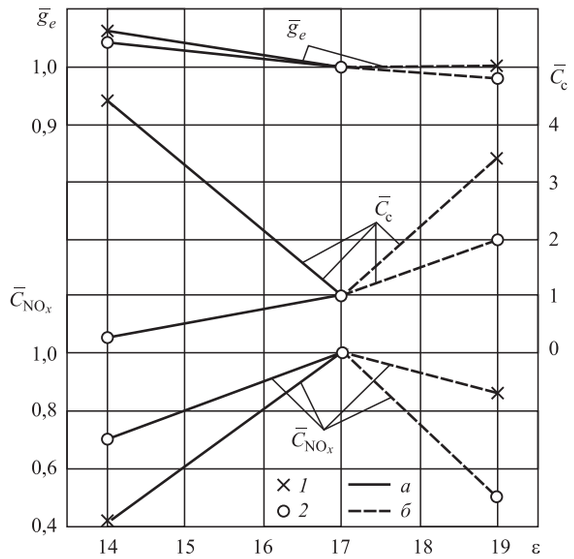

Рис. 9. Зависимость относительного удельного расхода топлива g_e и относительного содержания оксидов азота C_{NOx} и сажи C_C в ОГ от степени сжатия для дизелей с непосредственным впрыскиванием (*а*) и с предкамерой (*б*), работающих на режимах с различными частотой вращения коленчатого вала *n* и нагрузкой (коэффициента избытка воздуха α):

1 — n = 2100 мин$^{-1}$ и α = 2,2; *2* — n = 1500 мин$^{-1}$ и α = 2,2

gz416.indd 6 28.03.2016 8:21:28

ствие на образование токсичных компонентов — снижается образование NO_x и увеличивается выброс сажи (см. рис. 9).

Приведенные данные по дизелям с неразделенной КС свидетельствуют о том, что целесообразны высокие значения ε с учетом ограничений по p_z, механической прочности деталей цилиндропоршневой группы и эмиссии оксидов азота. Увеличение ε особенно целесообразно на режимах с неполной нагрузкой, отличающихся пониженными p_z и небольшой эмиссией NO_x. Как показал анализ характеристик ряда дизелей, при снижении нагрузки оптимум эффективного КПД двигателя смещается в область больших степеней сжатия.

В частности, в быстроходном дизеле с турбонаддувом при снижении нагрузки на 45 % (от полной до $N_e = 0{,}55\ N_{e\ ном}$) оптимальное по топливной экономичности значение ε возрастает с 10 до 16 (рис. 10, *а*) [6]. Кроме того, целесообразно корректирование ε в зависимости от скоростного режима работы дизеля (рис. 10, *б*), параметров окружающего воздуха, свойств применяемого топлива [5, 6]. Таким образом, улучшения экономических и экологических показателей транспортных дизелей можно достичь путем изменения степени сжатия двигателя при изменении режима его работы и условий эксплуатации.

Указанное изменение степени сжатия двигателя при изменении режима его работы и условий эксплуатации реализуется системами регулирования степени сжатия [2, 5, 6, 23, 24]. Следует отметить, что развитие двигателей с переменной степенью сжатия началось едва ли не с самого начала создания двигателей внутреннего сгорания. Первым попытку предпринял Август Отто, а за ним уже Роберт Дизель и Г. Р. Рикардо, но эти двигатели использовались для оценки детонационной стойкости различных видов топлив. В транспортных двигателях ступенчатое регулирование степени сжатия было использовано в 30-х годах XX века. В настоящее время известно большое число устройств, нашедших применение для регулирования степени сжатия в бензиновых и дизельных двигателях. Конструктивно они могут существенно отличаться одно от другого. Но по ряду признаков их можно объединить в группы и классы. Классификация таких устройств может быть проведена по следующим признакам.

По назначению

По этому признаку можно выделить устройства, предназначенные для:

—исследовательских целей;

— обеспечения пуска двигателей;

— улучшения экономичности двигателей;

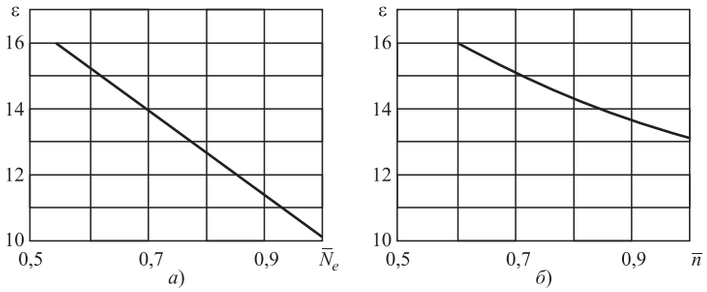

Рис. 10. Оптимизированные по топливной экономичности зависимости степени сжатия ε от нагрузки дизеля — относительной эффективной мощности N_e (*а*) и от скоростного режима — относительной частоты вращения коленчатого вала *n* (*б*), полученные для быстроходного форсированного турбопоршневого двигателя

— ограничения величины максимального давления сгорания;

— улучшения показателей токсичности ОГ.

По области применения

Можно выделить устройства, пригодные для использования:

— в бензиновых двигателях;

— в дизельных двигателях;

— в двигателях нетрадиционных конструкций с различной организацией рабочего процесса;

— в двигателях, работающих на нетрадиционных (альтернативных) топливах;

— в исследовательских установках.

По конструктивным признакам

Здесь различают следующие типы систем регулирования степени сжатия (рис. 11):

— поршеньковые;

— эксцентриковые;

— клапанные (регулирующие ε посредством изменения фазы работы клапанов или посредством увеличения объема камеры сгорания);

— регулирующие ε посредством перемещения цилиндра и головки.

Рис. 11. Классификация систем (механизмов) регулирования степени сжатия

gz416.indd 7 28.03.2016 8:21:28

По расположению изменяющего ε органа

По этому признаку выделяют системы регулирования степени сжатия с регулирующим органом, расположенным:

— в головке цилиндров;
— в поршне;
— в шатуне;
— в блоке цилиндров;
— в другом элементе двигателя.

По способу управления органом, регулирующим степень сжатия

По этому признаку можно выделить два больших класса:

— устройства с регулированием ε вручную;
— автоматические устройства, каждый из которых, в свою очередь, может быть подразделен на ряд подклассов.

Приведенная классификация систем (механизмов) регулирования степени сжатия в ДВС свидетельствует о том, что выбор принципа действия и конструкции указанных систем должен быть осуществлен с учетом назначения двигателя, его конструктивных особенностей, преимущественных режимов его работы, вида применяемого топлива, ряда дополнительных факторов. Проанализированные в статье предпосылки регулирования степени сжатия в поршневых ДВС позволяют более обоснованно подойти к выбору законов регулирования степени сжатия и конструкции, реализующей эти законы системы регулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Вальехо Мальдонадо П. Р.** Энергосберегающие технологии и альтернативная энергетика: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд-во РУДН, 2008. — 204 с.
2. **Машиностроение.** Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
3. **Автомобильные двигатели**: Учебник для вузов / М. Г. Шатров, К. А. Морозов, И. В. Алексеев и др. Под ред. М. Г. Шатрова. — М.: Издательский центр "Академия", 2010. — 464 с.
4. **Двигатели внутреннего сгорания**: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
5. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
6. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
7. **Золотаревский В. С.** Влияние степени сжатия на рабочий процесс двигателя ГАЗ-51 // Автомобильная промышленность. — 1957. — № 5. — С. 5—7.
8. **Мищенко Н. И., Заренбин В. Г., Колесникова Т. Н., Супрун В. Л.** Особенности проектирования бензинового двигателя с переменной степенью сжатия // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). — 2006. — № 1. — С. 37—40.
9. **Кутенев В. Ф., Тер-Мкртичьян Г. Г.** О регулировании рабочего объема и степени сжатия в дизеле // Труды НАМИ. — 1998. — С. 57—72.
10. **Гуськов Г. Г.** Необычные двигатели. — М.: Изд-во "Знание", 1971. — 64 с.
11. **Зленко М. А., Кутенев В. Ф., Романчев Ю. А.** Кинематика и динамика аксиальных двигателей // Труды НАМИ. — 1993. — С. 12—45.
12. **Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Супрун В. Л.** Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). — 2004. — № 1. — С. 54—57.
13. **Гарипов М. Д., Саккулин Р. Ю.** Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС // Ползуновский вестник. — 2006. — № 4. — С. 54—57.
14. **Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания** / А. А. Александров, И. А. Архаров, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, В. А. Маркова. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2012. — 791 с.
15. **Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях** / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2011. — 536 с.
16. **Антипов Ю.А, Барский И. А., Кирюшкин А. А.** Выбор степени сжатия газового двигателя // Известия вузов. Машиностроение. — 2005. — № 2. — С. 27—28.
17. **Лебедев Б. П.** О выборе рациональной степени сжатия авиационного двигателя. — М.: Оборонгиз, 1945. — Труды ЦИАМ Центр. науч.-исслед. ин-т авиац. моторостроения (ЦИАМ) им. П. И. Баранова. — № 83. — 30 с.
18. **Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков** / А. Д. Блинов, П. А. Голубев, Ю. Е. Драган и др. Под ред. В. С. Папонова, А. М. Минеева. — М.: НИЦ "Инженер", 2000. — 332 с.
19. **Файнлейб Б. Н.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. — Л.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
20. **Лиханов В. А., Сайкин А. М.** Снижение токсичности автотракторных дизелей. — М.: Колос, 1994. — 224 с.
21. **Uyehara O. A.** Factors that Affect BSFC and Emission for Diesel Engines: Part 1 — Presentation of Concepts // SAE Technical Paper Series. — 1987. — № 870343. — P. 41.
22. **Смайлис В. И.** Современное состояние и новые проблемы экологии дизелестроения // Двигателестроение. — 1991. — № 1. — С. 3—6.
23. **Нагайцев М. В.** Двигатели с переменной степенью сжатия и рабочим объемом // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 10. — С. 8—10.
24. **Кутенев В. Ф., Тер-Мкртичьян Г. Г.** Повышение технического уровня автомобильных дизелей за счет регулирования степени сжатия // Труды НАМИ. — 1989. — С. 7—17.

gz416.indd 8 28.03.2016 8:21:28

УДК 629.331

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

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО АГРЕГАТА С ДВУМЯ ДВИГАТЕЛЯМИ И ЗУБЧАТЫМ ВАРИАТОРОМ

В статье описана методика выбора схемы и расчета передаточного числа зубчатого вариатора на примере для грузового автомобиля.

Ключевые слова: *зубчатый вариатор, методика расчета, силовой агрегат, двигатель.*

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

DESIGN AND PARAMETER IDENTIFICATION OF THE POWER UNIT WITH TWO ENGINES AND GEARED VARIATOR

The article describes the methodology of choice schemes and calculating the transmission ratio of the variator gear as an example for the truck.

Keywords: *geared variator, method of calculation, the power unit, the engine.*

В статье "Выбор схемы и методика расчета механического вариатора нефрикционного типа" приведена методика расчета передаточного отношения зубчатого вариатора [1, 2]. Рассмотрим пример выбора схемы и расчета передаточных чисел зубчатого вариатора и трансмиссии для грузового автомобиля.

Зная массу, грузоподъемность, максимальную скорость движения, габаритные размеры и условия эксплуатации рассчитываем мощность агрегата [3, 4].

$$P_{ev} = \frac{m_a g\, f_0 \left(1 + 0,0216 V_{\max}\right)^2 + k_w A_л V_{\max}^2}{\left(1 - k_{во}\right)\eta_{тр.в}} V_{\max},$$

где m_a — полная масса автомобиля; f_0 — коэффициент сопротивления качению; k_w — коэффициент обтекаемости; $A_л$ — площадь лобовой поверхности автомобиля; $k_{во}$ — коэффициент затрат на привод вспомогательного оборудования; $\eta_{тр.в}$ — КПД трансмиссии.

Максимальная скорость достигается при минимальных оборотах первого двигателя и максимальных оборотах второго двигателя. Тогда выбираются два двигателя, сумма мощностей при максимальных и минимальных оборотах которых равна или превышает расчетную мощность на 10—15 %. Применение одинаковых двигателей предпочтительнее с точки зрения упрощения обслуживания агрегата.

Предположим, что необходимая мощность агрегата равняется 250 кВт. Анализируя внешние скоростные характеристики транспортных двигателей, выбираем удовлетворяющие нас двигатели по мощности и габаритам (для примера рассмотрим ЯМЗ-236Б) [5]. Внешняя скоростная характеристика выбранного двигателя представлена на рис. 1.

Исходя из диапазона рабочих оборотов двигателей (примем диапазон от 1000 до 2000 мин$^{-1}$), определяется диапазон рабочих оборотов и значения мощности и крутящего момента для агрегата.

Следующим этапом идет определение геометрических размеров передачи.

Внутренний диаметр картера передачи можно определить, зная диаметральный размер креплений

gz416.indd 9 28.03.2016 8:21:28

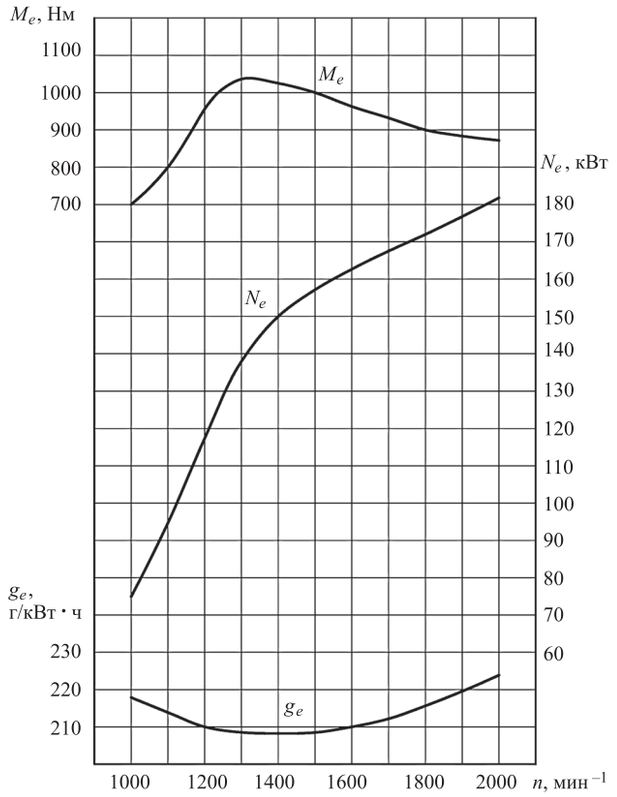

Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-236Б

на картере маховика, диаметр крепежных элементов и толщину стенки картера [6]:

$$D_в = D - (4...5)d,$$

где $D_в$ — внутренний диаметр картера передачи; D — диаметр, на котором расположены крепежные отверстия; d — диаметр резьбы крепежных элементов.

При использовании картера с большим внутренним диаметром затрудняется монтаж согласующей передачи.

На начальном этапе проектирования делительный диаметр эпицикла можно принять $d_э \leqslant D_в - 12m$ [7], где m — модуль зубчатой передачи. Диаметр солнечной шестерни выбирается исходя из минимального числа зубьев.

Для грузовых автомобилей модуль зубчатых колес принимается не меньше 4.

Для получения бесступенчатого изменения скорости при прямом и обратном направлении вращения выходного звена (водила) необходимо выбрать такой его диаметр, при котором отношение максимальных угловых скоростей при прямом и противоположном вращении равняется отношению максимальных скоростей вперед и назад автомобилей-прототипов.

Синтез планетарной передачи предполагает две схемы (с одинарным или сдвоенным сателлитом).

Полученный диаметр водила корректируется с учетом условий собираемости, соседства и соосности планетарной передачи. При необходимости изменяются диаметр эпицикла, солнечной шестерни, модуль передачи.

Следует отметить, что угловую скорость при прямом движении необходимо вычислять при максимальных оборотах эпицикла и минимальных оборотах солнечной шестерни, а для реверса использовать минимальные обороты эпицикла и максимальные обороты солнечной шестерни.

Используя известные зависимости, строим диаграмму изменения крутящего момента на ведомом звене зубчатого вариатора от оборотов двигателей.

После выбора геометрических параметров планетарной передачи производится расчет передаточных чисел выходной ступени вариатора, главной передачи и раздаточной коробки при ее наличии [3]:

$$u_0 = u_{гп} u_{рк} u_{вых},$$

где $u_0 = \dfrac{\omega_{вод\ max} r_к}{V_{max}}$; $\omega_{вод\ max}$ — угловая скорость водила при максимальной угловой скорости эпицикла и минимальной угловой скорости солнечной шестерни; $r_к$ — радиус качения колеса; V_{max} — максимальная скорость движения автомобиля; $u_{гп}$ — передаточное число главной передачи; $u_{рк}$ — передаточное число раздаточной коробки; $u_{вых}$ — передаточное число паразитной передачи вариатора.

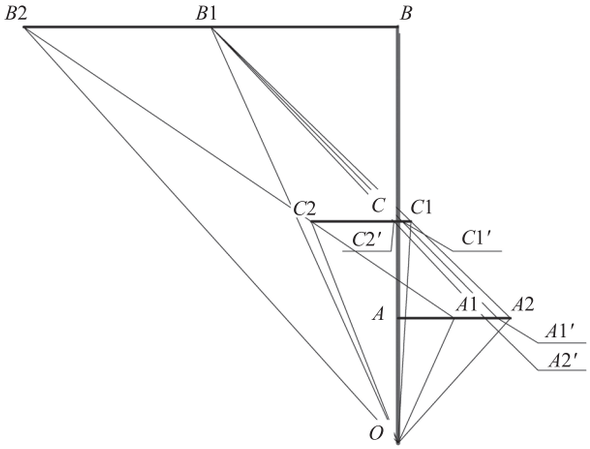

Рис. 2. План скоростей согласующей передачи. *OA*, *OB*, *OC* — радиусы солнечной шестерни, эпицикла и водила соответственно; *A1A2*, *B1B2*, *C1C2* — отрезки, соответствующие рабочим оборотам первого двигателя, второго двигателя, агрегата соответственно; *C2′C2* — прямое движение; *C1′C1* — реверс; *A1A2′* — прямое движение; *A1′A2* — реверс

gz416.indd 10 28.03.2016 8:21:28

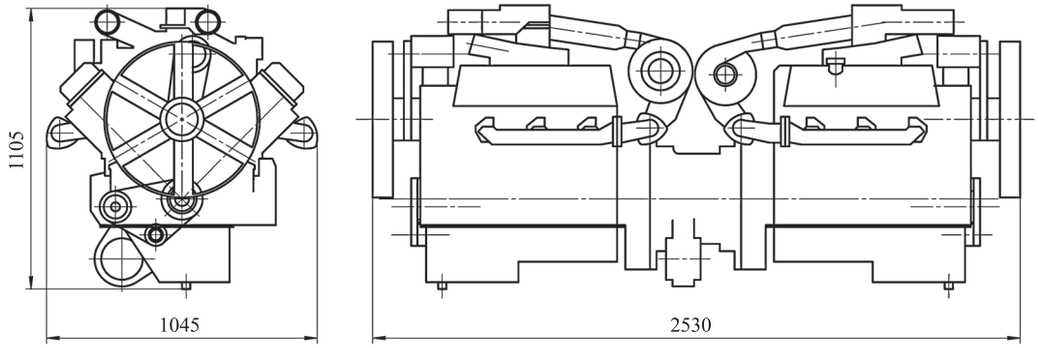

Рис. 3. Габаритные размеры агрегата

Для снижения материалоемкости и нагрузок в трансмиссии выбирается максимально возможное передаточное число $u_{гп}$, а передаточные числа $u_{рк}$, $u_{вых}$, по возможности, — меньше единицы.

Исходя из назначения автомобиля, выбирается минимальная скорость движения [3, 4] (для грузовых автомобилей — 4—5 км/ч, для тягачей — 2—3 км/ч, для полноприводных — 1—3 км/ч).

На плане скоростей отмечаем значения скоростей водила, соответствующие минимальной скорости движения автомобиля. При заданной минимальной угловой скорости эпицикла получаем угловые скорости солнечной шестерни.

В результате план скоростей согласующей передачи имеет вид, представленный на рис. 2.

Стоит отметить, что диапазон скоростей $A1'A2'$ является неиспользуемым только при угловой скорости второго двигателя, равной $BB1/OB$. При изменении скорости вращения звена OB диапазон скоростей A1′A2′ будет изменяться. Этот вопрос подробно будет рассмотрен в статьях, посвященных управлению агрегатом.

Значение крутящего момента на водиле для данных скоростей движения позволяет проверить автомобиль по условиям преодоления максимальных дорожных сопротивлений и отсутствия буксования [3, 4].

$$\psi_{max} \leqslant \frac{M_{агр} u_0 (1 - k_{во}) \eta_{тр}}{r_к m_a g} \leqslant \frac{\varphi_x R_{ZB}}{m_a g},$$

где $M_{агр}$ — крутящий момент на ведомом звене вариатора; R_{ZB} — суммарная нормальная реакция опорной поверхности на ведущие колеса; ψ_{max} — коэффициент суммарного дорожного сопротивления; φ_x — коэффициент сцепления.

При необходимости изменяем значение массы, приходящейся на ведущие колеса, число ведущих осей, тип привода, либо значение минимальной скорости движения автомобиля.

После оптимизации размеров и расчетов зубчатых зацеплений и муфт сцепления получается силовой агрегат, позволяющий обеспечить постоянную мощность 250 кВт в диапазоне оборотов ведомого звена от −178 мин$^{-1}$ до 1155 мин$^{-1}$ (знак "–" показывает обратное направление вращения), позволяющий получить мощность 350 кВт при 733 мин$^{-1}$ и имеющий габаритные размеры, указанные на рис. 3 [5]. Силовой агрегат обеспечивает бесступенчатое изменение оборотов ведомого звена и его передаточного отношения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шестаков Н. С.** Выбор схемы и методика расчета механического вариатора нефрикционного типа / Шестаков Н. С., Баженов Е. Е., Буйначев С. К. // Развитие машиностроения, транспорта, технологических машин и оборудования в условиях рыночной экономики: сб. тр. науч.-практич. конф. — Екатеринбург: УРФУ, 2014. — С. 198—207.
2. **Устройство для совместной работы двух двигателей:** заявка 2014151493 Рос. Федерация / Шестаков Н. С., Буйначев С. К.; заявл. 18.12.2014.
3. **Тарасик В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. — Спб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.: ил.
4. **Проектирование полноприводных колесных машин:** В 2 т. Т. 1 Учеб. для вузов / Б. А. Афанасьев, Н. Ф. Бочаров, Л. Ф. Жеглов и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. — 488 с.
5. **Промышленные силовые машины** (ПСМ) — электростанции, дизельные генераторы: [Электронный ресурс]. М., 2005—2015. URL: http://www.powerunit.ru. (Дата обращения: 12.04.2015).
6. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1 — 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001. — 920 с.: ил.
7. **Планетарные передачи**: справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.

gz416.indd 11 28.03.2016 8:21:29

УДК 629.331

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, **С. В. Петровский,** ведущий инженер,
Х. К. Адамян, магистрант, **В. А. Аверьянов,** магистрант, СамГТУ, г. Самара
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДУГИ В СВЕЧЕ ЗАЖИГАНИЯ И ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОМЕХ ОТ СИСТЕМЫ ЗАЖИГАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

В статье представлены результаты разработки и исследования математических моделей дугообразования и электромагнитных помех от системы зажигания автомобиля.

Ключевые слова: *качество, надежность, автомобиль, электрооборудование, система зажигания, электромагнитная совместимость.*

V. N. Kozlovskiy, S. V. Petrovski, H. K. Adamyan, V. A. Averyanov

MATHEMATICAL MODELING OF THE ARC IN THE SPARK PLUG AND ELECTROMAGNETIC INTERFERENCE FROM THE IGNITION SYSTEM OF THE CAR

The article presents the results of research and development of mathematical models of arcing and electromagnetic interference from the ignition system of the car.

Keywords: *quality, reliability, car, electrical equipment, ignition system, electromagnetic compatibility.*

С точки зрения обеспечения требуемых характеристик работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при зажигании топливовоздушной смеси в камере сгорания необходимо, чтобы дуговой разряд между электродами свечи зажигания был устойчивым и надежным. Экспериментальные исследования по данной проблеме проводятся, но они сложны и, учитывая множество режимов работы, в полной мере не дают ответа на вопрос энергетической устойчивости дугового разряда. Поэтому решение задачи по исследованию электродуговых процессов, проходящих в системе зажигания автомобилей, рационально проводить на основе математического моделирования.

Величинами, которые полностью характеризуют дугу, являются ток и напряжение. Зависимость, связывающая ток и напряжение дуги, и будет ее математической моделью. При моделировании необходимо предварительно выбрать вид уравнения, связывающего ток и напряжение. Затем по опытным данным определяются коэффициенты или параметры этого уравнения.

Выбор структуры определяет возможности дальнейшего моделирования. Поэтому требуется использовать все имеющиеся в распоряжении сведения о наиболее общих свойствах объекта моделирования и, в первую очередь, результаты его аналитического исследования.

Аналитическая модель дуги как элемента электрической цепи базируются на исследовании уравнения переноса энергии. Это связано с тем, что тепловые процессы в дуге относятся к наиболее инерционным и в основном они определяют ее динамические свойства [1].

Рассмотрим, следуя подходу, предложенному Брауном [1], один из методов получения структуры модели дуги:

$$\frac{dQ}{dt} = W - P, \qquad (1)$$

gz416.indd 12 28.03.2016 8:21:29

где Q — теплосодержание, W и P — мощности тепловыделения и теплоотвода.

В дуговом стволе не происходит накопления энергии электромагнитного поля, поэтому описание дугового разряда в интегральных параметрах при переходном режиме удобно вести через активную проводимость разрядного канала, которая является функцией теплосодержания:

$$g = F(Q). \tag{2}$$

Учитывая, что тепловыделение в дуге можно считать только протеканием по ней тока, то после преобразований получим математическую модель дуги:

$$\frac{1}{g}\frac{dg}{dt} = \frac{1}{F(Q)}\frac{dF(Q)}{dQ}(ui - P). \tag{3}$$

Известен ряд динамических моделей, основанных на различных представлениях механизма переноса энергии в стволе дуги [1].

В представленной работе рассматриваются три наиболее распространенные на практике модели дугообразования в системе зажигания. Также в работе проведено сравнение моделей с использованием экспериментальных данных.

Подобрав наиболее подходящий для системы зажигания тип модели, можно использовать ее для построения новой модели определения уровня электромагнитных помех. Делается это для того, чтобы создать систему с динамической настойкой параметров для реальных систем, базирующихся на данных новой опробованной модели определения уровня электромагнитных помех.

Математическая модель Майра получена из рассмотрения процессов в дуге при допущении, что рассеивание тепловой энергии в радиальном направлении обусловлено только теплопроводностью. Этот подход базируется на предположении термической ионизации и постоянства диаметра ствола дуги в переходном режиме. Иными словами, мощность, выделяющаяся в дуге, постоянна и не зависит от изменения тока, а с током изменяется температура дуги.

$$\text{При} \quad F(Q) = g_0 e^{Q/Q_0}, \;\; P = P_0 = \text{const}, \tag{4}$$

где g_0, Q_0, P_0 — постоянные, то мы получим модель Майра. В результате была получена модель дуги в следующей форме:

$$\frac{\Theta}{g}\frac{dg}{dt} = \frac{ui}{P_0} - 1; \;\; \Theta = Q_0/P_0. \tag{5}$$

Так как $g = \dfrac{i}{u}$, а $\dfrac{du_{c_i}}{dt} = \dfrac{i}{c_i}$, то с учетом этого, уравнение (3) в параметрах U, I можно записать в следующем виде:

$$\frac{1}{i}\frac{di}{dt} - \frac{1}{u}\frac{du_c}{dt} = \frac{1}{\Theta}\left(\frac{ui}{P_0} - 1\right). \tag{6}$$

Математическое описание процессов дугообразования на основании модели Касси получено в предположении, что в процессе охлаждения продольно обдуваемой дуги преобладает конвекционный отвод тепла, пропорциональный сечению дуги, при фиксированной температуре в пространстве и времени. Иными словами, этот анализ основан на предположении, что температура в стволе дуги постоянна и не зависит от тока, в то время как мощность в стволе дуги изменяется с током [3]. В результате была получена модель дуги в следующей форме:

$$\frac{\Theta}{g}\frac{dg}{dt} = \left(\frac{u}{u_0}\right)^2 - 1. \tag{7}$$

В параметрах U, I последнее уравнение можно записать как:

$$\frac{1}{i}\frac{di}{dt} - \frac{1}{u}\frac{du_c}{dt} = \frac{1}{\Theta}\left[\left(\frac{u}{u_0}\right)^2 - 1\right], \tag{8}$$

где u_0 — напряжение на дуге в установившемся режиме.

В качестве исходного уравнения для адаптивного моделирования дуги на основе модели Новикова вводится уравнение вида:

$$B_1\frac{dg}{dt} + B_2\frac{1}{g}\frac{dg}{dt} + B_3\frac{d(ui)}{dt} = ui - B_4 - gB_5, \tag{9}$$

где $B_1 = \Psi$, $B_2 = Q$, $B_3 = \alpha$, $B_4 = P$, $B_5 = K$ — параметры дуги.

При этом динамические свойства дуги определяются коэффициентами, а статическая вольт-амперная характеристика имеет следующий вид:

$$ui - P - gK, \tag{10}$$

где u, i, g соответственно напряжение, ток, проводимость, а P, K — коэффициенты.

Выбор структуры подобного описания удовлетворяет следующим требованиям:

— широкого охвата известных моделей дуги;
— удобства реализации;
— ограничения сложности модели.

gz416.indd 13 28.03.2016 8:21:29

В частности, эта модель при $Y = 0$, $a = 0$ обобщает модель Майра, а при $Q = 0$, $\alpha = 0$ — модель Касси.

Приведем сравнение различных подходов, применяемых к анализу процессов дугообразования. В случае с системой зажигания, которая воспламеняет рабочую смесь в камере сгорания двигателя, теория Касси менее правдоподобна вследствие того, что условия зажигания рабочей смеси и нагрузка постоянно меняются (пуск, разгон, движение с постоянной скоростью при постоянной нагрузке и тому подобное). А так как давление в камере сгорания постоянно изменяется, то вследствие этого условия горения и отвода тепла от дуги будут переменными. Поэтому утверждение, что температура в стволе дуги постоянна и не зависит от тока, практически необосновано.

По многочисленным опытным данным, которые получены в самых различных условиях и для различных значений U и I, можно сказать, что теория Касси подтверждается при больших токах (сотни ампер), а теория Майра — при малых токах. Поэтому для систем зажигания, где токи в условиях горения дуги составляют 30—100 мА, модель Майра наиболее полно описывает дуговые процессы в свече зажигания. Но есть еще и другие модели — например, модель Новикова, которая, как уже было указано, объединяет и модель Майра, и модель Касси. Ее также необходимо проверить на соответствие применительно к системам зажигания. В процессе проверки мы модернизируем выбранные модели для получения наилучшей сходимости с экспериментом [3].

Оптимизация модели Майра для анализа электромагнитной совместимости разрядных процессов в системе зажигания. Оптимизация выбранной математической модели дуги в свече зажигания (модель Майра) проведена по методу Рунге—Кутта в среде MathCAD, где дуга моделируется системой из пяти дифференциальных уравнений, которые были составлены на основе схемы замещения системы зажигания (рис. 1).

В данную схему входят (см. рис. 1):

— коммутатор, который получает сигналы с датчиков и коммутирует ток разрыва, протекающий по первичной обмотке катушки зажигания;

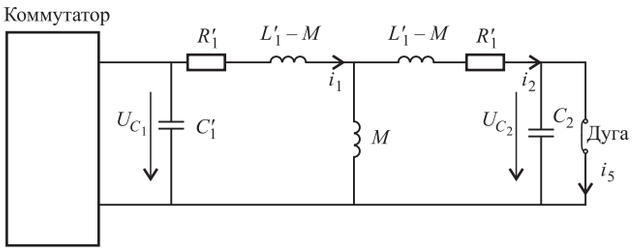

Рис. 1. Схема замещения системы зажигания

— катушка зажигания, моделируемая посредством эквивалентной схемы замещения;

— дуговой промежуток между электродами свечи зажигания;

— распределитель, на который сигнал поступает с выхода катушки зажигания, он выполняет функцию распределения высоковольтных импульсов по проводам (в современном исполнении нет механических распределителей, распределение импульсов идет на индивидуальные катушки через электронный блок управления (ЭБУ));

— высоковольтные провода, рассматриваемые как проводниковый материал.

Исходя из представленной схемы замещения, составляются пять дифференциальных уравнений по числу неизвестных величин, для которых необходимо получить их зависимость от времени ($i_1(t)$, $U_{c1}(t)$, $i_2(t)$, $U_{c2}(t)$, $i_5(t)$). Причем $i_1(t)$ — ток в первичной обмотке катушки зажигания, $U_{c1}(t)$ — напряжение на первичной обмотке катушки зажигания, $i_2(t)$ — ток во вторичной обмотке катушки зажигания, $U_{c2}(t)$ — напряжение на вторичной обмотке катушки зажигания $i_5(t)$ — ток дуги. Первые четыре уравнения составляются на основе токов и напряжений первичной и вторичной обмоток катушки зажигания при работе на холостом ходу. Нагрузкой данной катушки зажигания является дуга в свече зажигания, уравнение тока которого является нелинейным и приводится в пятом уравнении [2].

Сама система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\frac{di'_1}{dt} = k_1\left(u'_{c_1} + i'_1 r'_1\right) + k_2\left(u_{c_2} + i_2 r_2\right);$$

$$\frac{du'_{c_1}}{dt} = \frac{1}{c'_1} i'_1;$$

$$\frac{di_2}{dt} = k_3\left(u'_{c_1} + i'_1 r'_1\right) + k_4\left(u_{c_2} + i_2 r_2\right); \qquad (11)$$

$$\frac{du_{c_2}}{dt} = \frac{1}{c_2}\left(i_2 - i_5\right);$$

$$\frac{di_5}{dt} = \frac{\left(i_2 - i_5\right) i_5}{c_2 u'_{c_2}} + \frac{1}{\theta}\left(\frac{u_{c_2} i_5^2}{\left|U_0 i_5\right| + P_0} - i_5\right),$$

где $k_1 = -0{,}5885$; $k_2 = -0{,}5859$; $k_3 = -0{,}586$; $k_4 = -0{,}626$ — коэффициенты, P_0 — мощность, выделяемая в дуге, а θ — постоянная времени дуги, при этом начальные условия для данных токов и напряжений берутся из расчета 1 % номинальных значений.

gz416.indd 14 28.03.2016 8:21:29

Последнее пятое уравнение получено по модифицированной модели Майра путем преобразования формулы (6) относительно тока дуги $i_5(t)$. Аналогично в двух других случаях пятое уравнение заменяется уравнением, написанным по модели Касси или по обобщенной модели. При этом следует упомянуть, что полученные математические модели необходимо настроить под результаты эксперимента для получения наилучшей сходимости показанных математических моделей.

Настройка модели осуществляется изменением параметров дугового разряда C_1; C_2; P_0; U; θ.

Экспериментальные исследования направлены на подтверждение достоверности математических моделей и были получены при помощи многофункциональной платы АЦП L-783 с разрядностью 12 бит и тактовой частотой 3МГц, установленной в компьютер. Исследования производились на стенде, моделирующем работу системы зажигания марки СПЗ-16 и на реальном автомобиле марки ВАЗ-11176. Плата имеет 16 каналов ввод/вывод, из которых в ходе эксперимента использовалось только три. Пропускная способность установки, таким образом, была около 1 МГц на канал [5]. При этом были изучены следующие зависимости:

— зависимость напряжения на свече зажигания от времени ($U_{св}(t)$);

— зависимость напряжения на вторичной обмотке катушки зажигания от времени ($U_{2m}(t)$);

— а также зависимость тока, проходящего через электроды свечи зажигания как функции времени ($I_{св}(t)$).

В ходе исследования производились измерения трех вышеописанных величин с заданной частотой дискретизации. Ранее те же величины измерялись с помощью звуковой карты. Аналоговый сигнал при помощи звуковой карты представлялся в цифровом виде и записывался в файл. Обработка файла осуществлялась редактором Cool Edit, где его можно представить в виде графика или спектра. Результатом экспериментальных исследований явилось подтверждение с приемлемой для инженерных расчетов погрешностью разработанных математических моделей и экспериментальных данных, что иллюстрируется графиком, представленным на рис. 2.

Таким образом, детальный анализ кривых на рис. 2 можно обобщить следующим образом:

1. Анализ кривых, приведенных на рис. 2, показывает, что между кривыми, записанными при помощи АЦП и промоделированными в MathCAD, наблюдается практическое соответствие. Детальное

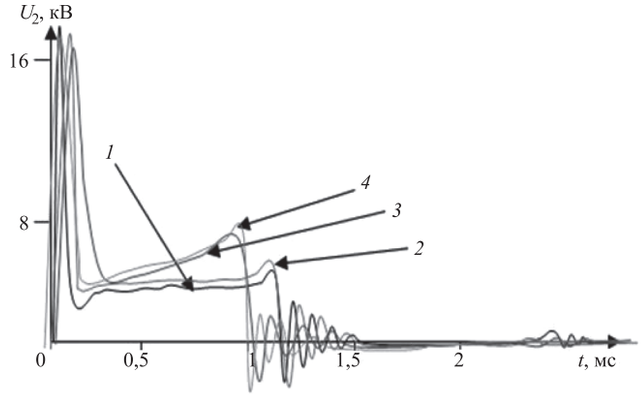

Рис. 2. Экспериментальная кривая временной характеристики напряжения:

1 — на вторичной обмотке катушки зажигания; *2* — модель Майра; *3* — модель Касси; *4* — модель Новикова

их сравнение показывает близкое соответствие по параметру динамической погрешности при различных искажениях участка горения дуги и участка затухания.

2. На экспериментальной кривой эти участки более четко выражены по отношению к кривым, полученным по математическим моделям, описанным выше. Модель Майра наиболее близка к экспериментальной кривой (динамическая погрешность 5 %), так как на ней участок горения дуги более стабилен, но при этом участок затухания выражен слабо (динамическая погрешность 12 %).

3. В модели Касси (кривая *3*) и модели Новикова (кривая *4*) участок горения дуги менее стабилен по отношению к экспериментальной кривой (динамическая погрешность соответственно 20—25 %), но модель Новикова дает наиболее приближенный к экспериментальному участок затухания (динамическая погрешность 15 %), который в модели Касси выражен менее точно (динамическая погрешность 20 %).

Полученные результаты работы создают практическую основу для исследований по улучшению системы зажигания (СЗ) в аспекте электромагнитной совместимости СЗ и электрооборудования внутри и вне автомобиля. Экспериментально достичь указанных целей сложно и не всегда возможно, так как вариантов взаимовлияний системы зажигания с другими системами огромное множество, для этой цели здесь и производится математическое моделирование [4].

Для упрощения задачи по моделированию электромагнитных помех системы зажигания учитываем четвертое и пятое уравнения в (11), которые факти-

gz416.indd 15 28.03.2016 8:21:29

чески являются входными данными с модели Майра, а она, в свою очередь, наилучшим образом описывает дуговые процессы в свече зажигания, которые можно преобразовать в функцию помех. Для того, чтобы осуществить данное преобразование, нужен цифровой фильтр, который лучше всего представить в виде электрической схемы замещения Т-образного четырехполюсника. Четырехполюсник можно сделать симметричным. То есть четырехполюсником, у которого схема одинакова относительно его входных и выходных зажимов. Это значит, что при перемене местами источника и приемника энергии их токи не меняются. В случае с системой зажигания, следует упомянуть, что наибольшая энергетическая составляющая интенсивности помех приходится на высокочастотный диапазон от 30 до 400 МГц, в котором сосредоточено около 90 % мощности электромагнитных помех. Для данного диапазона помех нельзя пренебрегать токами смещения и проводимостью изоляции.

Электрические цепи, в которых данное условие является обязательным, называются цепями с распределенными параметрами или длинными линиями. Чтобы учесть изменение тока и напряжения вдоль линии, примем допущение, что каждый сколь угодно малый элемент линии обладает сопротивлением и индуктивностью, а между проводами — проводимостью и емкостью. Если индуктивность, сопротивление, проводимость и емкость равномерно распределены вдоль линии, то такую линию называют однородной и она может быть изображена, как показано на рис. 3.

Пусть известны первичные параметры однородной линии, отнесенные к единице длины:

r_0 — сопротивление прямого и обратного проводов [Ом/м];

L_0 — индуктивность петли, образуемой прямым и обратным проводами [Гн/м];

g_0 — проводимость (утечка) между проводами [См/м]; $g_0 \neq 1/r_0$;

C_0 — емкость между проводами [Ф/м];

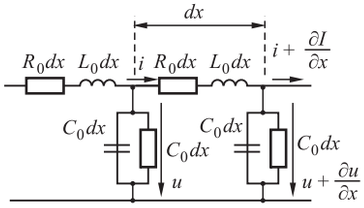

Рис. 3. Двухпроводная однородная линия

u, i — напряжение и ток в начале выбранного элемента линии dx.

$u + \frac{\partial u}{\partial x}dx$; $i + \frac{\partial i}{\partial x}dx$ — напряжение и ток в начале следующего элемента линии.

На основании законов Кирхгофа запишем систему уравнений (12) для рис. 3:

$$\begin{cases} u - \left(u + \frac{\partial u}{\partial x}dx\right) = r_0 dx i + L_0 dx \frac{\partial i}{\partial x}; \\ i - \left(i + \frac{\partial i}{\partial x}dx\right) = g_0 dx + C_0 dx \frac{\partial}{\partial x}\left(u + \frac{\partial u}{\partial x}dx\right). \end{cases} \quad (12)$$

Приведем подобные члены, пренебрегая величинами второго порядка и сокращая на dx. При этом получаем систему дифференциальных уравнений (13).

$$\begin{cases} -\frac{\partial u}{\partial x} = r_0 i + L_0 \frac{\partial i}{\partial x}; \\ -\frac{\partial i}{\partial x} = g_0 u + C_0 \frac{\partial u}{\partial x}. \end{cases} \quad (13)$$

Электрически короткая линия ($l_э < \lambda/4$) ведет себя подобно емкости. При длине $l_э \approx \lambda/4$ — как последовательный колебательный контур. При длине $l_э(\lambda/4, \lambda/2)$ — как индуктивность. При длине $l_э \approx \lambda/2$ — как параллельный колебательный контур.

Бесконечно длинная линия имеет входное сопротивление, равное своему волновому сопротивлению.

При этом $Z_0 = r_0 + j\omega L_0$ — комплексное сопротивление линии единичной длины.

$Y_0 = g_0 + j\omega C_0$ — комплексная проводимость линии единичной длины.

Решение уравнения (13) имеет вид:

$$\dot{U} = \dot{A}_1 e^{-\gamma x} + \dot{A}_2 e^{\dot{\gamma} x} = \dot{A}_1 e^{-\langle \alpha x + j\beta x \rangle} + \dot{A}_2 e^{\langle \alpha x + j\beta x \rangle}, \quad (14)$$

где $\dot{\gamma}$ — коэффициент распространения.

$$\dot{\gamma} = \alpha + j\beta = \sqrt{\underline{Z}_0 \underline{Y}_0} = \sqrt{(r_0 + j\omega L_0)(g_0 + j\omega C_0)}; \quad (15)$$

α — коэффициент затухания;

β — коэффициент сдвига фаз;

A_1 и A_2 — комплексные постоянные интегрирования.

В данном случае параметрами, описывающими электромагнитную совместимость системы зажигания, являются волновое сопротивление (Z_c), коэффициент распространения (γ) и угол сдвига фаз (θ), называемые вторичными параметрами однородной линии:

gz416.indd 16 28.03.2016 8:21:29

$$\underline{Z}_c = Z_c e^{j\theta} = \sqrt{\frac{\underline{Z}_0}{\underline{Y}_0}} = \sqrt{\frac{r_0 + j\omega L_0}{g_0 + j\omega C_0}} = \sqrt{\frac{Z_0}{Y_0}} e^{j\theta}; \quad (16)$$

$$\theta = \frac{1}{2}\operatorname{arctg}\frac{\omega(g_0 L_0 - r_0 C_0)}{r_0 g_0 + \omega^2 L_0 C_0}. \quad (17)$$

Параметры четырехполюсника, моделирующего переходные процессы в длинных линиях, для установления зависимости электромагнитных помех от работы системы зажигания автомобиля имеют вид:

$R_{0\Sigma}$ = 10 МОм; U_1 = 1000 В; $\Rightarrow I_{1P}$ = 0,1 мА; P = 0,1 Вт; δ_1 = 0,1 %.

Решая (3) получаем уравнения линии с гиперболическими функциями, связывающими $U_1 I_1 c U_2$, I_2:

$$\begin{cases} \dot{U}_1 = \dot{U}_2 \operatorname{ch}(\dot{\gamma} l) - \underline{Z}_c \dot{I}_1 \operatorname{sh}(\dot{\gamma} l); \\ \dot{I}_1 = \dot{I}_2 \operatorname{ch}(\dot{\gamma} l) - \dfrac{\dot{U}_1}{\underline{Z}_c} \operatorname{sh}(\dot{\gamma} l), \end{cases} \quad (18)$$

где l — длина линии, $\operatorname{sh}(\dot{\gamma} l) = \dfrac{e^{\gamma l} - e^{-\gamma l}}{2}$;

$\operatorname{ch}(\dot{\gamma} l) = \dfrac{e^{\gamma l} + e^{-\gamma l}}{2}$; $\omega \in$ (0,1—108 МГц).

Исходя из системы уравнений (18), находим напряжение и ток на вторичных зажимах четырехполюсника при нулевых начальных (граничных) условиях:

$$\dot{U}_2 = \frac{\dot{U}_1 - \underline{Z}_c \dot{I}_1 \operatorname{sh}(\dot{\gamma} l)}{\operatorname{ch}(\dot{\gamma} l)}; \quad (19)$$

$$\dot{I}_2 = \frac{\dot{I}_1 - \dfrac{\dot{U}_2}{\underline{Z}_c} \operatorname{sh}(\dot{\gamma} l)}{\operatorname{ch}(\dot{\gamma} l)}. \quad (20)$$

Математическую модель помех можно записать:

$$u_2(t) = \sum_{k=1}^{1000} u_k(t); \quad (21)$$

$$i_2(t) = \sum_{k=1}^{1000} i_k(t), \quad (22)$$

где $u_k(t)$ и $i_k(t)$ — это гармоники тока и напряжения, причем первая гармоника соответствует частоте ω = 0,1 МГц; всего гармоник 1000. Каждая из гармоник описывается уравнением:

$$u_k(t) = \frac{U_1 - Z_c I_1 \operatorname{sh}(\gamma l)}{\operatorname{ch}(\gamma l)} \sin k\omega t; \quad (23)$$

Рис. 4. Моделирование электромагнитных помех от системы зажигания

$$i_k(t) = \frac{I_1 - \dfrac{U_2}{Z_c} \operatorname{sh}(\gamma l)}{\operatorname{ch}(\gamma l)} \sin k\omega t. \quad (24)$$

Причем $U_1 = U_{c_2}$ — это напряжение между электродами свечи зажигания; $I_1 = I_5$ — ток дуги, производные которых показаны в четвертом и пятом уравнениях в системе уравнений (11). Их значения известны с достаточно высокой точностью ($U_1 = U_{c_2}$ = 1—1,5 кВ; $I_1 = I_5$ = 30—100 мА) и их характеристики также известны из вышеприведенной (1) модели.

Напряжение $U_1 = U_{c_2}$ и ток $I_1 = I_5$ в (10) являются входными данными четырехполюсника и, исходя из этого, находим функцию помех $u_2(t)$, $i_2(t)$, на основании включенных в модель уравнений (21—22). Далее, по найденным значениям мы можем диагностировать повышенный уровень помех. После этого можно устранять помехи или уменьшать их уровень при помощи либо традиционных способов (демпферный резистор, заземление, конденсатор), либо с помощью интеллектуальных датчиков, встроенных в бортовые системы диагностики.

При моделировании в MathCAD функции помех $u_2(t)$, и i_2(t), получаемых с выхода четырехполюсника, имеем погрешность полученной математической модели системы без помехоподавительного резистора по отношению к аналогичным экспериментальным данным на рис. 4 в диапазоне 6—18 % по уровню помех. Погрешность такого уровня дает нам право утверждать о соответствии нашей математической модели и экспериментальных данных.

Таким образом показано, что математическая модель адекватно описывает экспериментальные данные, так как по рис. 4. видна динамическая погрешность 6—18 %, что говорит о правильном подходе при моделировании. Данную погрешность

gz416.indd 17 28.03.2016 8:21:29

можно уменьшить с помощью систем искусственного интеллекта.

Для обеспечения соответствия ЭМС в процессе эксплуатации и возможности проектирования систем зажигания с учетом требований ЭМС необходимо производить своевременную диагностику параметров системы зажигания в режиме реального времени и внебортовую диагностику при периодическом обслуживании. При этом необходимо, чтобы результаты моделирования, описанные в данной главе, были заложены в бортовые системы диагностики, чтобы можно было своевременно диагностировать неисправность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Новиков О. Я.** Устойчивость электрической дуги. Л.: Энергия, 1978.
2. **Петровский С. В.** Исследование системы зажигания автомобилей при помощи платы АЦП L-783. "Туполевские чтения XVII": Материалы международной научно-технической конференции. — Казань, КГТУ-КАИ, 2009. — С. 105—107.
3. **Петровский С. В.** Математическое моделирование процессов дугообразования в системе зажигания автомобиля // Вестник СамГТУ Серия "Технические науки" № 2 (24) Самара. СамГТУ 2009.
4. **Петровский С. В., Николаев П. А.** Моделирование электромагнитных помех при работе системы зажигания автомобиля // Научные труды V международной молодежной научно-технической конференции "Электроэнергетика глазами молодежи" Том 1., Томск. ТПУ, 2014. С. 355—359.
5. **Petrovski S., Bouchet F., Petrovski A.** Data-driven Modelling of Electromagnetic Interferences in Motor Vehicles. // IEEE International Symposium on Innovations in Intelligent Systems and Applications (INISTA 2013) Albena, Bulgaria 2013. ISBN: 978-1-4799-0659-8. DOI: 10.1109/INISTA.2013.6577658. P. 1—7.
6. **Petrovski S., Rattadilok P., Petrovski A.** Anomaly Monitoring Framework Based on Intelligent Data Analysis. // In the Proceedings of the 14th International Conference on Intelligent Data Engineering and Automated Learning (IDEAL 2013), October 2013, Hefei, China. Springer Global, Lecture Notes in Computer Science, volume 8206, P. 134—141. ISBN 978-3-642-41277-6. DOI: 10.1007/978-3-642-41278-3_17.
7. **Petrovski A., Rattadilok P., Petrovski S.** Designing a context-aware cyber physical system for detecting security threats in motor vehicles // SIN'15 Proceedings of the 8th International Conference on Security of Information and Networks, Sochi, Russia. 2015. pp. 267-270. ISBN 978-1-4503-3453-2. DOI> 10.1145/2799979.2800029.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2016 год

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

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

gz416.indd 18 28.03.2016 8:21:29

УДК 629.016

Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный технический университет информационных технологий, радиотехники и электроники
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ МНОГОЗВЕННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ЧАСТОТНОГО АНАЛИЗА

Решение общей задачи устойчивости мобильной машины включает ряд частных задач. Одной из них является задача устойчивости динамической системы двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ), решаемая на основе частотного анализа.

Ключевые слова: *устойчивость, динамическая система, двигательно-трансмиссионная установка, частотное уравнение, частотный анализ.*

E. I. Blinov

RESEARCH OF STABILITY OF MULTILINKING DYNAMIC SYSTEMS ON BASE OF THE FREQUENCY ANALYSIS

Decision the common task of stability mobile machine includes a number of tasks. One of them present oneself of the task of stability dynamic system of engine-transmission facility, solved on base of frequency analysis.

Keywords: *stability, dynamic system, engine-transmission facility, frequency equation, frequency analysis.*

Интерес к проблеме устойчивости, понимаемой в самом широком смысле, в том числе и в отношении динамических многозвенных систем, не только не ослабевает, но, наоборот, по разным причинам лишь увеличивается. Сегодня эта проблема получает дополнительное содержание, связанное с энергосбережением. Имеется виду, что вносимая энергия при неблагоприятном сочетании величин динамических параметров может подпитывать колебательный процесс вместо того, чтобы реализовываться в виде полезной работы.

Говоря об устойчивости автомобиля, в отдельный класс задач можно вынести задачу изучения устойчивости динамических многозвенных систем ДТУ на основе частотного анализа, который заключается в отыскании частот ω_c, форм и амплитуд собственных колебаний многозвенной динамической системы двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ), содержащей число масс n больше единицы: $n > 1$ (формой колебаний называют совокупность величин амплитуд колебаний масс для каждой собственной частоты). Эта актуальная задача имеет выход на важнейшие качества машин — тяговую динамику, прочность, устойчивость, но в доминирующей одномассовой версии теории движения колесных машин (КМ) и гусеничных машин (ГМ) рассмотрена быть не может, поскольку машина, представляемая в виде материальной точки, не содержит внутренних динамических упруго-демпфирующих связей. При этом, ограничимся трех-, четырех и 5-массовыми системами; двухмассовая система с одним звеном не рассматривается ввиду тривиальности задачи.

Исследуем сначала ведущую ветвь ДТУ с присоединенной к маховику маховой массы $J_{1,n}$ машины (рис. 1), включающей все вращающиеся массы трансмиссии. Остальные моменты инерции $J_{1,1}$, ..., $J_{1,n-1}$ имитируют вращающиеся и приведенные к вращающимся массы, отнесенные к каждому из цилиндров при рядном их расположении; в случае V-образной схемы число масс может быть уменьшено вдвое. В целях корректности сравнений и выводов в качестве объектов расчетных исследований выберем машины разных классов, имея в виду различие как

gz416.indd 19 28.03.2016 8:21:29

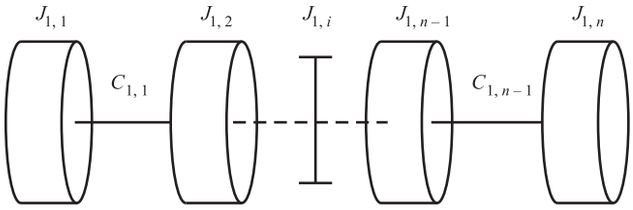

Рис. 1. *n*-массовая динамическая система (первый индекс — порядковый номер вала, второй — номер динамического элемента на данном валу); *C* — коэффициент крутильной жесткости

их полных масс, так и структур ДТУ. Трехмассовой ($n = 3$) системой ведущей части ДТУ обладает легковая колесная машина ВАЗ-1111 с двухцилиндровым ДВС и полной массой $m_а = 970$ кг; четырехмассовой ($n = 4$) — КМ МАЗ-5335 ($m_а = 14\,950$ кг) и гусеничный вездеход на базе ГМ БМП-1 ($m_а = 13\,500$ кг) с *V*-образными шестицилиндровыми двигателями, динамическая система которых может быть сведена к четырехмассовой схеме; пятимассовой ($n = 5$) — колесная машина 6×6 с рядным 4-цилиндровым ДВС и $m_а = 7500$ кг. Рассматривать динамические системы с $n > 5$ нет необходимости, поскольку известен анализ [1], в котором было показано, что уточнение значений частот собственных колебаний при увеличении массы более пяти особенно для самых опасных низших форм весьма несущественное.

В итоге частотного анализа необходимо дать заключение о совпадении собственных частот и частоты внешних возбуждений; если это так, то с целью исключения резонанса следует изменить величины динамических параметров и повторить расчет. В идеале значения спектра $\omega_с$ должны быть выведены за пределы высшей внешней частоты.

Приведем в обозначениях рис. 1 частотное уравнение [2] в аналитическом виде для определения собственных частот $\omega_с$ трехмассовой системы:

$$\omega_с^2\left(B_1\omega_с^4 - B_2\omega_с^2 + B_3\right) = 0, \qquad (1)$$

где

$$B_1 = \prod^{i=n} J_{1,i} \Big/ \prod^{i=n-1} C_{1,i};$$

$$B_2 = J_{1,1}\left(J_{1,2} + J_{1,3}\right)/C_{1,1} + J_{1,3}\left(J_{1,2} + J_{1,1}\right)/C_{1,2};$$

$$B_3 = \sum^{i=n} J_{1,i}.$$

Уравнение (1) является кубическим по отношению к $\omega_с^2$. Один из корней $\omega_с^2 = 0$ уравнения определяет вращение системы как одно целое. Остальные два действительных корня получаются при решении биквадратного уравнения:

$$B_1\omega_с^4 - B_2\omega_с^2 + B_3 = 0. \qquad (2)$$

При этом меньшее из значений этих корней $\omega_{с1}^2$ соответствует низшей одноузловой форме колебаний; большее $\omega_{с2}^2$ — высшей двухузловой (узлом называют пересечение эпюры амплитуд колебаний с нулевой горизонталью; если эпюра только один раз пересекает нулевую линию, то говорят об одноузловой форме колебаний, если два раза — о двухузловой и т. д.). Наличие двух форм колебаний трехмассовой системы объясняется тем, что первые две массы $J_{1,1}$ и $J_{1,2}$ (см. рис. 1) всегда колеблются в противофазе, а третья масса $J_{1,3}$ может колебаться в фазе с первой, что соответствует двухузловой форме колебаний, либо в фазе со второй при одноузловой форме.

Для четырех- и пятимассовых систем ($n = 4, 5$) аналитические частотные уравнения не составляются, поскольку существуют и другие методы частотного анализа, не связанные с наличием аналитического частотного уравнения. Однако известно, что при прочих равных аналитика всегда более точна. Поэтому, руководствуясь методикой [2], приведем результаты вывода частотных уравнений для четырех- и пятимассовых систем в обозначениях рис. 1. Для четырехмассовой системы получилось уравнение 4-й степени относительно $\omega_с^2$

$$\omega_с^2\left(B_1\omega_с^6 - B_2\omega_с^4 + B_3\omega_с^2 - B_4\right) = 0, \qquad (3)$$

Аналогично (1) корень $\omega_с^2 = 0$ означает вращение жесткой системы. Остальные три корня можно получить, решив кубическое уравнение относительно $\omega_с^2$:

$$B_1\omega_с^6 - B_2\omega_с^4 + B_3\omega_с^2 - B_4 = 0, \qquad (4)$$

где $B_1 = \prod^{i=n} J_{1,i} \Big/ \prod^{i=n-1} C_{1,i}$;

$$B_2 = J_{1,1}J_{1,2}\left(J_{1,3} + J_{1,4}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,2}\right) + J_{1,1}J_{1,4}\left(J_{1,2} + J_{1,3}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,3}\right) + J_{1,3}J_{1,4}\left(J_{1,1} + J_{1,2}\right)/\left(C_{1,2}C_{1,3}\right);$$

$$B_3 = J_{1,1}\left(J_{1,2} + J_{1,3} + J_{1,4}\right)/C_{1,1} + \left(J_{1,1} + J_{1,2}\right)\left(J_{1,3} + J_{1,4}\right)/C_{1,2} + J_{1,4}\left(J_{1,1} + J_{1,2} + J_{1,3}\right)/C_{1,3};$$

$$B_4 = \sum^{i=n} J_{1,i}.$$

Для системы с $n = 4$ возможны формы колебаний с одним, двумя и тремя узлами.

gz416.indd 20 28.03.2016 8:21:29

Для пятимассовой четырехзвенной системы характеристическое уравнение пятой степени относительно ω_c^2 запишется в виде:

$$\omega_c^2\left(B_1\omega_c^8 - B_2\omega_c^6 + B_3\omega_c^4 - B_4\omega_c^2 + B_5\right) = 0, \qquad (5)$$

в которой корень $\omega_c^2 = 0$, как и в предыдущих случаях, означает вращение неупругого тела. Остальные четыре корня получаются из решения уравнения:

$$B_1\omega_c^8 - B_2\omega_c^6 + B_3\omega_c^4 - B_4\omega_c^2 + B_5 = 0, \qquad (6)$$

где $B_1 = \prod^{i=n} J_{1,i} \Big/ \prod^{i=n-1} C_{1,i}$;

$$B_2 = J_{1,1}J_{1,2}J_{1,3}\left(J_{1,4} + J_{1,5}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,2}C_{1,3}\right) + J_{1,1}J_{1,2}J_{1,5}\left(J_{1,3} + J_{1,4}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,2}C_{1,4}\right) + J_{1,1}J_{1,4}J_{1,5}\left(J_{1,2} + J_{1,3}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,3}C_{1,4}\right) + J_{1,3}J_{1,4}J_{1,5}\left(J_{1,1} + J_{1,2}\right)/\left(C_{1,2}C_{1,3}C_{1,4}\right);$$

$$B_3 = J_{1,1}J_{1,2}\left(J_{1,3} + J_{1,4} + J_{1,5}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,2}\right) + J_{1,1}\left(J_{1,2} + J_{1,3}\right)\left(J_{1,4} + J_{1,5}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,3}\right) + J_{1,1}J_{1,5}\left(J_{1,2} + J_{1,3} + J_{1,4}\right)/\left(C_{1,1}C_{1,4}\right) + J_{1,3}\left(J_{1,1} + J_{1,2}\right)\left(J_{1,4} + J_{1,5}\right)/\left(C_{1,2}C_{1,3}\right) + J_{1,5}\left(J_{1,1} + J_{1,3}\right)\left(J_{1,3} + J_{1,4}\right)/\left(C_{1,2}C_{1,4}\right) + J_{1,4}J_{1,5}\left(J_{1,1} + J_{1,2} + J_{1,3}\right)/\left(C_{1,3}C_{1,4}\right);$$

$$B_4 = J_{1,1}\left(J_{1,2} + J_{1,3} + J_{1,4} + J_{1,5}\right)/C_{1,1} + \left(J_{1,1} + J_{1,2}\right)\left(J_{1,3} + J_{1,4} + J_{1,5}\right)/C_{1,2} + \left(J_{1,4} + J_{1,5}\right)\left(J_{1,1} + J_{1,2} + J_{1,3}\right)/C_{1,3} + J_{1,5}\left(J_{1,1} + J_{1,2} + J_{1,3} + J_{1,4}\right)/C_{1,4};$$

$$B_5 = \sum^{i=n} J_{1,i}.$$

В схеме свободных колебаний пятимассовой системы могут наблюдаться все формы, начиная от одноузловой и заканчивая четырехузловой.

Подводя промежуточный итог, констатируем, что получены аналитические выражения (4) и (6) частотных уравнений колебаний четырех- и пятимассовых систем; уравнение (2) трехмассовой системы, как отмечалось, известно.

Для определения численных значений собственных частот n-массовой системы частотные уравнения необходимо решить. И если решение биквадратного относительно ω_c^2 уравнения (2) тривиально, то аналитическое решение (4) и (6) невозможно, в связи с чем эти уравнения решались численно методом перебора значений частоты ω_c от нуля до верхней границы, гарантированно обеспечивающей отыскание всего спектра значений собственных частот данной динамической системы, с точностью решения 0,001. Это означает, что решение в отношении нахождения величины каждой собственной частоты заканчивалось, когда левая часть этих частотных уравнений находилась в диапазоне значений от 0 до 0,001. Шаг перебора при этом задавался обычно на порядок меньше точности решения. Не вдаваясь в дальнейшие подробности вычислительного алгоритма, приведем значения собственных частот свободных колебаний для локальных систем ведущей ветви ДТУ базовых машин. Данные вычислений сведем в таблицу.

Как видим, в таблице фигурируют численные значения собственных частот ω_c по передачам, причем, второй индекс обозначает номер собственной часто-

Машина	Обозначение собственной частоты, рад/с	Передача				
		I	II	III	IV	V
ВАЗ-1111	ω_{c1}	231,5	222,2	218,9	217,7	—
	ω_{c2}	529,6	525,2	523,7	523,	—
МАЗ-5335	ω_{c1}	234,4	227,2	222,9	221,1	221,1
	ω_{c2}	608,3	605,4	603,8	603,4	603,2
	ω_{c3}	827,7	825,5	824,3	824,0	823,9
БМП	ω_{c1}	474,7	456,5	439,0	421,6	408,9
	ω_{c2}	1112,7	1105,4	1098,9	1093,4	1088,9
	ω_{c3}	1539,5	1533,6	1531,5	1529,7	1528,4
6×6	ω_{c1}	244,9	240,5	239,4	239,1	—
	ω_{c2}	862,6	681,0	680,6	680,5	—
	ω_{c3}	1019,8	1018,7	1018,5	1018,4	—
	ω_{c4}	1202,4	1201,5	1201,3	1201,2	—

gz416.indd 21 28.03.2016 8:21:30

ты (автомобиль ВАЗ-1111 и машина 6×6 V передачей не обладают). Также необходимо привести величины динамических параметров систем. Для трехмассовой системы $C_{1,1} = 2000$, $C_{1,2} = 4000$ Н·м/рад, $J_{1,1} = J_{1,2} = 0{,}025$ кг·м^2; краевой момент инерции $J_{1,n}$ для всех систем вычислялся как $J_{1,n} = J_{вщ} + J_{пр}$, где $J_{вщ}$ — момент инерции ведущих частей ФС, $J_{пр}$ — приведенный момент инерции вращающихся масс ведомой ветви трансмиссии по передачам, включая маховую массу машины (считается, что в ПМП БМП включена прямая передача). Для четырехмассовых систем МАЗ-5335 $C_{1,1} = C_{1,2} = 60000$, $C_{1,3} = 120000$ Н·м/рад, $J_{1,1} = J_{1,2} = J_{1,3} = 0{,}33$ кг·м^2 и БМП $C_{1,1} = C_{1,2} = 60000$, $C_{1,3} = 750000$ Н·м/рад, $J_{1,1} = J_{1,2} = J_{1,3} = 0{,}86$ кг·м^2. Для пятимассовой системы $C_{1,1} = C_{1,2} = C_{1,3} = 15000$, $C_{1,4} = 30000$ Н·м/рад, $J_{1,1} = J_{1,2} = J_{1,3} = J_{1,4} = 0{,}04$ кг·м^2.

По данным таблицы можно сделать несколько выводов. Как видим, величины собственных частот с одним и тем же номером различаются у колесных машин незначительно, что свидетельствует о примерно одинаковом соотношении инерционно-жесткостных параметров динамических локальных систем ДВС колесных машин разных классов (особенно четко это прослеживается на примере первой собственной частоты).

Однако для гусеничной машины сравнимые частоты существенно выше за счет большей величины крутильной жесткости коленчатого вала. Другой вывод состоит в том, что с увеличением номера передачи значение ω_c уменьшается. Это объясняется влиянием увеличивающейся по передачам величины приведенного момента инерции $J_{пр}$. Также можно отметить, что величины частот высших форм по мере роста номера передачи мало изменяются, что особенно характерно для систем с большим количеством масс.

Так, для машины 6×6, обладающей пятимассовой системой ДВС, ω_{c4} на первой передаче равна 1202,4 рад/с, а на четвертой передаче 1201,2 рад/с. Это можно объяснить большей величиной показателя степени ω при коэффициенте B_1 в уравнении (6) по сравнению с уравнениями (4) и (2).

И, наконец, для оценки адекватности численного метода поиска собственных частот было проведено сравнение их величин для трехмассовой системы. Так, аналитическое решение уравнения (2) дало следующие значения частот на первой передаче: $\omega_{c1} = 231{,}6$ и $\omega_{c2} = 529{,}5$ рад/с. Сравнение с данными таблицы ($\omega_{c1} = 231{,}5$ и $\omega_{c2} = 529{,}6$ рад/с) говорит о высокой степени схождения.

Построение форм колебаний также является актуальной задачей, позволяя выявить узлы, вокруг которых колеблется система, с последующим анализом их более или менее благоприятного расположения. Для этого поступим следующим образом. Известно, что собственные колебания можно вызвать, закрутив крайние массы на один и тот же угол в разные стороны и сняв затем силовое воздействие. В модели [3], включающей ведущую ветвь ДТУ, это возможно, если моменты двигателя и фрикционного сцепления, действующие на краевые массы $J_{1,1}$ и $J_{1,n}$ соответственно (см. рис. 1), положить равными нулю: $T_д = T_ф = 0$. При этом заданные начальные углы закрутки краевых масс (начальные условия) $\alpha_{1,1} = \alpha_{1,n}$ следует увязать с неизвестными начальными условиями $\alpha_{1,i}$ промежуточных масс, $1 < i < n$, используя уравнение равновесия моментов упругих сил на участках системы в начальный момент времени. Например, для трехмассовой системы это уравнение таково $C_{1,1}(\alpha_{1,1} - \alpha_{1,2}) = C_{1,2}(\alpha_{1,2} - \alpha_{1,3})$. Тогда $\alpha_{1,i}$ равны:

для трехмассовой системы:

$$\alpha_{1,2} = (C_{1,1}\alpha_{1,1} + C_{1,2}\alpha_{1,3})/(C_{1,1} + C_{1,2});$$

для четырехмассовой схемы:

$$\alpha_{1,2} = \alpha_{1,1} - B_1(\alpha_{1,3} - \alpha_{1,4});$$

$$\alpha_{1,3} = [\alpha_{1,1} + \alpha_{1,4}B_1(1 + B_2)]/[1 + B_1(1 + B_2)];$$

для пятимассовой системы:

$$\alpha_{1,2} = \alpha_{1,1} - B_1(\alpha_{1,4} - \alpha_{1,5});$$

$$\alpha_{1,3} = (1 + B_2)[\alpha_{1,1} - B_1(\alpha_{1,1} - \alpha_{1,3})] - B_2\alpha_{1,1},$$

$$\alpha_{1,4} = \{\alpha_{1,1}[B_4 - (1 + B_3)B_2 - B_3] + \alpha_{1,5}B_1(B_4 - B_3)\}/[(B_1(B_4 - B_3) + 1].$$

Здесь $B_1 = C_{1,n-1}/C_{1,1}$, $B_2 = C_{1,1}/C_{1,2}$, $B_3 = C_{1,2}/C_{1,3}$, $B_4 = (1 + B_3)(1 + B_2)$.

Заметим, что знание углов (начальных и текущих) колебаний масс автоматически означает и знание величин амплитуд их колебаний, поскольку жесткостные параметры системы известны.

Теперь представим рис. 2—4, на которых изображены формы колебаний на первой передаче соответственно для трех-, четырех- (только ГМ) и пятимассовых систем в виде зависимости углов закрутки (амплитуд) масс и валов от длины, или, что то же самое, от номера массы; начальные условия — в подрисуночных подписях.

gz416.indd 22 28.03.2016 8:21:30

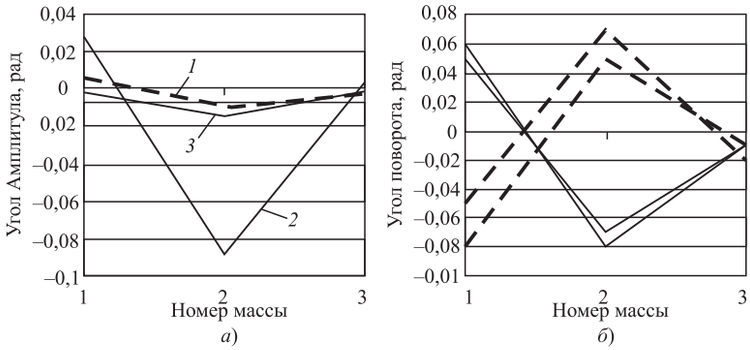

Рис. 2. Трехмассовая система коленчатого вала машины ВАЗ-1111:

а — формы собственных колебаний; начальные условия: $\alpha_{1,1} = 0{,}003$, $\alpha_{1,3} = -\alpha_{1,1}$, $\alpha_{1,2} = -0{,}001$ рад.; величины динамических параметров системы (угловые жесткости и моменты инерции) для рис. 2—4 те же, что и при составлении таблицы; *б* — иллюстрация нефиксированности во времени положения узлов колебаний

Как видно из рис. 2, система колеблется, в основном, по двум формам колебаний: одноузловой — ломаная линия *1* и двухузловой — ломаная *2* (узел колебаний находится на пересечении ломаной прямой и горизонтали с нулевой ординатой). Однако иногда наблюдается безузловая форма (ломаная *3*). Это означает, что все три массы имеют один и тот же знак угла закрутки и движутся в одном направлении, т. е. в реальных трехмассовых системах в короткие промежутки времени существует нулевая частота, соответствующая корню $\omega_c = 0$. Здесь же отметим, что узел колебаний, расположенный между первой и второй массами, не совпадает для различных форм колебаний.

Кроме этого, в процессе анализа расчетных данных выяснился и другой интересный факт. Оказалось, что узел колебаний при одной и той же форме колебаний не фиксирован во времени, т. е. в различные моменты времени он может находиться в разных сечениях вала.

В подтверждение этому представим рис. 2, *б*, на котором изображены формы колебаний в различные моменты времени (сплошные линии — одноузловая форма; пунктирные — двухузловая). Особенно хорошо это заметно на примере второй формы колебаний: две восходящие пунктирные прямые, которые соответствуют различным моментам времени, пересекают горизонталь нулевой ординаты в разных точках. Однако, строго говоря, можно констатировать, что узлы колебаний не фиксированы во времени по длине вала и для второго узла второй формы, и для узла первой формы колебаний.

Заканчивая анализ рис. 2, отметим, что во всех случаях максимальная амплитуда наблюдается в сечении вала, в котором расположена средняя масса. Кроме того, следует сказать, что узел колебаний, расположенный вблизи *n*-й массы, не рассматривается в связи с тем, что любой вывод, сделанный в отношении этого узла, будет некорректным, поскольку *n*-я масса в силу своей приведенности присутствует лишь номинально.

С точки зрения прочностных характеристик валов нестационарность узла колебаний во времени означает меньшую вероятность разрушения вала по сравнению со случаем фиксированного сечения, в котором расположен узел. Другими словами, если учитывать только этот критерий, то можно констатировать, что в случае обнаружения аналогичной картины коленчатый вал неоправданно утяжелен, т. е. имеет увеличенный размер либо коренных, либо шатунных шеек, либо кривошипов.

Перейдем к рис. 3, на котором изображены формы колебаний четырехмассовой системы ведущей ветви ДТУ ГМ на базе БМП с указанными под этим рисунком величинами начальных условий $\alpha_{1,i}$. Одноузловая форма колебаний (ломаная *1*) занимает незначительный промежуток времени по сравнению с другими. Доминируют двухузловая (ломаная *2*), но главным образом, трехузловая формы.

В отличие от рис. 2, *а*, узлы колебаний совпадают для разных форм: первый узел, расположенный между первой и второй массами, совпадает для второй и третьей форм колебаний. Второй узел, находящийся между второй и третьей массами, совпадает для всех форм колебаний (на незначительное несовпадение узлов можно не обращать внимание, поскольку оно является следствием чрезвычайно малых величин функции). Совмещение узлов разных форм

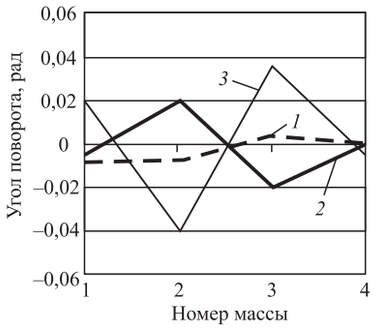

Рис. 3. БМП, формы колебаний четырехмассовой системы ДВС:

начальные условия — $\alpha_{1,1} = 0{,}003$, $\alpha_{1,4} = -\alpha_{1,1}$, $\alpha_{1,2} = -0{,}00086$, $\alpha_{1,3} = -{,}00129$ рад.

gz416.indd 23 28.03.2016 8:21:31

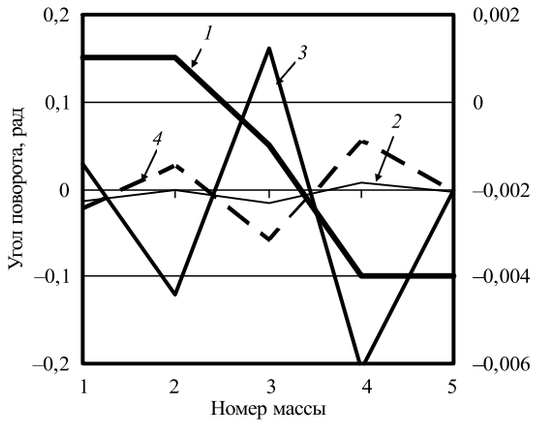

Рис. 4. Машина 6×6, формы колебаний пятимассовой системы ДВС:

начальные условия — $\alpha_{1,1} = 0{,}004$, $\alpha_{1,5} = -a_{1,1}$, $\alpha_{1,2} = -0{,}00171$, $\alpha_{1,3} = -0{,}00057$, $\alpha_{1,4} = -0{,}00286$ рад

колебаний — это наихудший из возможных вариантов с точки зрения прочности рассматриваемой части ДТУ, поскольку сечение вала, совпадающее с данным узлом, при любой форме колебаний (т. е. всегда, в любой момент времени) испытывает знакопеременные нагрузки. В связи с этим, наиболее опасен второй узел, поскольку он существует при всех формах колебаний.

На рис. 4 показаны формы колебаний пятимассовой системы. Правая шкала ординат соответствует одноузловой форме, наблюдаемой реже всего. По времени доминируют третья (линия *3*) и четвертая (линия *4*) формы. Наиболее опасен узел, лежащий между третьей и четвертой массами, поскольку он принадлежит доминирующим формам колебаний, и к тому же рядом находится узел второй формы. Также отметим, что амплитуды колебаний низших форм, как правило, много меньше амплитуд высших форм во всем временном диапазоне: первая форма по сравнению со второй на рис. 2, *а*; первая и вторая формы по сравнению с третьей на рис. 3; первая и вторая формы по сравнению с другими на рис. 4.

Представленная методика частотного анализа, сочетающая, как показано, аналитические частотные уравнения и численный метод их решения, может быть применена не только к локальным моделям ДВС, но и к ДТУ в целом. В частности, расчет пятимассовой модели трансмиссии МАЗ-5335 на первой передаче без учета жесткостей ДВС с приведенными к первичному валу параметрами $C_{1,1} = 6420$, $C_{1,2} = 350$, $C_{1,3} = 267$, $C_{1,4} = 415$ Н • м/рад (конструктивными носителями являются соответственно первичный вал с зацеплением пары привода промежуточного вала, валы и зацепления основной КП и главной передачи с карданной передачей, полуоси с учетом зацеплений бортового редуктора, шины), $J_{1,1} = 4{,}1$, $J_{1,2} = 0{,}07$, $J_{1,3} = 0{,}003$, $J_{1,4} = n400r_к^5/u_{тр1}^2$, $J_{1,5} = m_а r_к^2/u_{тр1}^2$ кг • м^2 (конструктивные носители — ведущие и ведомые части ФС с присоединенными маховыми массами ДВС, массы ОКП, массы главной передачи с учетом дифференциала, последние два момента инерции представляют собой массы ведущих колес, при их числе $n = 4$, и автомобиля) дает следующие значения собственных частот $\omega_{c1} = 7{,}69$, $\omega_{c2} = 93{,}97$, $\omega_{c3} = 301{,}18$, $\omega_{c4} = 454{,}38$ рад/с. Используя соотношение $\omega = 2\pi f$, круговые частоты можно перевести в линейные: $f_{c1} = 1{,}22$, $f_{c2} = 14{,}96$, $f_{c3} = 47{,}96$, $f_{c4} = 72{,}43$ Гц.

В реальности многозвенная система ДВС, как ведущая часть ДТУ, колеблется совместно с ведомой ветвью, являя собой один из элементов единой системы. Поэтому представляется актуальным показать взаимодействие моментов упруго-демпфирующих сил в колебательной системе ДВС в составе ДТУ. Изучение этого взаимодействия тем более важно, что на самом деле силовым входом в трансмиссию является не крутящий момент ДВС, а динамический момент хвостовика коленчатого вала.

Рассмотрим эти процессы в отношении трехзвенной четырехмассовой системы ведущей части ДТУ КМ МАЗ-5335 (рис. 5).

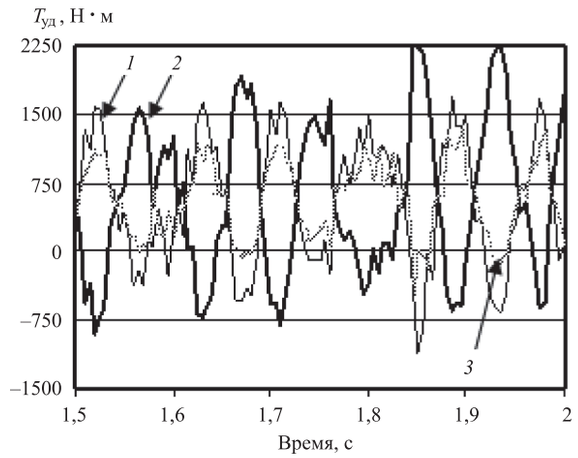

Рис. 5. МАЗ-5335. Протекание динамических моментов на коленчатом валу после окончания процесса буксования ФС:

1 — момент $T_{уд1,1}$ на первом участке; *2* — момент $T_{уд1,2}$ на втором участке; *3* — момент $T_{уд1,3}$ на третьем участке (хвостовике) коленчатого вала

gz416.indd 24 28.03.2016 8:21:31

Как видим, колебания динамических моментов $T_{уд}$ упруго-демпфирующих сил проходят в строго определенном соотношении фаз. В фазе находятся $T_{уд1,1}$ и $T_{уд1,3}$, а $T_{уд1,2}$ колеблется в противофазе с моментами на первом и третьем участках. При этом, амплитуды момента $T_{уд\ 1,2}$ максимальны по сравнению с другими и обнаруживают тенденцию к увеличению, в то время как амплитуды моментов $T_{уд1,1}$ и $T_{уд1,3}$ остаются примерно одинаковыми на выбранном временном отрезке. Существуют и другие особенности, однако, в контексте тематики публикации наибольший интерес представляет анализ ее частотных свойств.

Из рис. 5 видно, что на участке хвостовика вторая несущая имеет частоту вынужденных колебаний $f_{в2} \approx 10$ Гц (не прослеживаемая на данном рисунке первая несущая не опасна, поскольку ее частота около 1/8 Гц; третья высокая также не представляет угрозы вследствие нестабильности). Это значение надо сопоставить с собственными линейными частотами трансмиссии $f_{с1},...,f_{с4}$, определенными ранее. Как видим, величина частоты $f_{в2}$ не входит в околорезонансный интервал собственных частот ДТУ, и, таким образом, резонанс в исследуемом диапазоне времени в ведомой ветви трансмиссии с возбуждением от двигателя невозможен. Это заключение завершает частотный анализ.

Представленные графики рис. 5 дают повод для одного достаточно важного вывода. Считается, что возбудителем колебаний (в том числе и резонансных) в трансмиссии является крутящий момент двигателя, который известными методами может быть разложен на гармоники различных частот, собственно и приводящих к трансмиссионному резонансу; при этом собственные частоты определяются в отношении локальной системы ведомой ветви трансмиссии. Однако такая интерпретация процесса справедлива, например, для динамических моделей, в которых ДВС, ведущие и ведомые части фрикционного сцепления представляются одной массой.

В реальности ДВС является многозвенной системой (см. рис. 1), и в этом случае на трансмиссию воздействует не крутящий момент ДВС, а момент $T_{уд1,n\text{-}1}$ упруго-демпфирующих сил последнего участка (хвостовика) коленчатого вала, характер протекания которого во взаимодействии с моментами упруго-демпфирующих сил других участков как раз и отображен на рис. 5. И это принципиально важно, поскольку характеры протекания гармоник крутящего момента ДВС и момента $T_{уд1,n\text{-}1}$ последнего участка коленчатого вала в общем случае не совпадают. Другими словами, если собственные частоты определяются для некоей локальной системы, то резонирующим (внешним) силовым воздействием для этой системы должен быть выбран силовой фактор, действующий на ее входе. В этом контексте крутящий момент ДВС может быть рассмотрен как один из равнозначных вариантов и только при соответствующем представлении расчетной схемы.

Выводы по работе

1. Научная значимость. Выведены аналитические выражения частотных уравнений трех- и четырехзвенных динамических систем ДТУ (частотное уравнение двухзвенной системы известно). Приведенные графики форм колебаний показывают некоторые особенности, которые ранее не освещались в научно-технической литературе: нестационарность узла колебаний во времени в рамках одной формы колебаний; для разных форм узлы колебаний могут накладываться или находиться в разных сечениях вала; в отдельные моменты времени не исключена безузловая форма колебаний.

2. Практическая ценность. Созданная ЭВМ-программа численного решения частотных уравнений позволяет найти значения собственных частот ω_c указанных многозвенных систем по передачам. Вместе с разработанным способом построения форм колебаний это дает относительно простой графо-аналитический метод исследования этих систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Веселый Е. С.** Определение частот и форм собственных колебаний. — Автомобильная промышленность. 1965, № 12.
2. **Мангушев В. А.** Конструкция и расчет двигателей. — М.: изд-во МО СССР. 1976. 504 с.
3. **Блинов Е. И. К** основам создания динамической теории сложноструктурированных механических систем. Тяговая динамика (двигательно-трансмиссионная установка). — Грузовик. 2015, № 6.

gz416.indd 25 28.03.2016 8:21:31

УДК 629.1.026

В. И. Копотилов, канд. техн. наук, профессор,
Тюменское высшее военно-инженерное командное училище (военный институт)
E-mail: vikopotilov@mail.ru

СМЕЩЕНИЕ ПЯТНА КОНТАКТА ШИНЫ КАК ФАКТОР ИЗМЕНЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ

Рассматривается снос нормальной реакции дороги вследствие тангенциальной деформации шины. На основе анализа сил, прикладываемых к колесу, и анализа результатов экспериментальных исследований утверждается, что причиной сноса является крутящий момент, вызывающий скручивание шины. Подчеркивается, что величина деформационного сноса — это алгебраическая величина. Разъясняется, что образующийся при интенсивном торможении положительный крутящий момент нормальной реакции может перекрывать величину гистерезисного момента сопротивления качению, т. е. способствовать проворачиванию колеса. И это не противоречит законам механики.

Ключевые слова: *колесо, сопротивление качению, крутящий момент, тангенциальная деформация шины, деформационный снос нормальной реакции дороги.*

V. I. Kopotilov

BIAS TIRE CONTACT AS A FACTOR OF CHANGE IN ROLLING RESISTANCE

The demolition of the normal reaction of the road as a result of the tangential deformation of the tire is considered. Based on analysis of the forces applied to the wheel, and analysis of results of experimental studies claim that the reason for the demolition is due to torque causing twisting tires. It is emphasized that the magnitude of the deformation demolition is algebraic value of. It shows that the positive torque normal reaction formed during heavy braking, can overlap the value of the hysteresis torque rolling resistance, that is to promote turning of the wheel. And it is not contrary to the laws of mechanics.

Keywords: *wheel, rolling resistance, torque tangential deformation of the tire, the deformation demolition of the normal reaction of the road.*

Сопротивление качению автомобильного колеса давно и прочно связывают со смещением вектора $\boldsymbol{R_z}$ нормальной проекции дорожной поверхности. Возникновение указанного сдвига объясняется явлением гистерезиса, который возникает при циклических деформациях шины в процессе качения колеса [1].

Другой причиной сопротивления качению считается снос нормальной реакции вследствие продольного смещения пятна контакта шины относительно оси вращения колеса. Такое смещение особенно ощутимо при работе колеса в тяговом и тормозном режимах.

На наличие продольного смещения пятна контакта относительно оси вращения колеса указывается в монографии, выпущенной под ред. В. И. Кнороза [1]. Продольную деформацию авторы книги оценивают смещением центра колеса относительно геометрического центра пятна контакта шины, нагруженной лишь одной нормальной силой.

На относительный сдвиг пятна контакта и оси вращения автомобильного колеса указывается в работах и других исследователей [2—6].

Отмечая общность эффекта (образование сдвига оси колеса и пятна контакта его пневматической шины), заметим, что разные авторы неодинаково трактуют как сам сдвиг, так и причины его образования.

Так, например, В. А. Петрушов дополнительный снос вектора $\boldsymbol{R_z}$ связывает с образующимся сдвигом оси вращения колеса вследствие упругой продольной деформации шины. Величину этого сдвига автор определяет как "смещение (снос) проекции K

gz416.indd 26 28.03.2016 8:21:31

оси колеса на опорную плоскость с геометрического центра площадки контакта *A*... в результате деформации колеса под действием горизонтальной силы *X*" [2]. Заметим, что под горизонтальной силой *X*, вызывающей продольное смещение оси *O* вращения колеса относительно геометрического центра пятна контакта, автор понимает продольную силу, прикладываемую к оси колеса со стороны корпуса (рамы) автомобиля. При этом у ведущего колеса такое смещение оси происходит в сторону, противоположную его движению.

В отличие от него, В. И. Кнороз указывает, что происходит смещение не оси колеса, а пятна контакта его шины [1]. При этом сдвиг пятна контакта происходит под действием продольной силы, лежащей в плоскости дороги, в направлении действия этой силы.

Как видим, указанные исследователи причину относительного сдвига пятна контакта и оси колеса видят в продольных силах. Вместе с тем, поскольку линии действия и точки приложения сил, воздействующих на ось колеса и на протектор шины, как и источники этих сил, различны, то и направления смещений, вызываемых этими силами, оцениваются авторами по-разному.

Учитывая противоречие мнений, рассмотрим этот вопрос более подробно.

На наш взгляд, связывать смещение оси вращения ведущего колеса с действием продольной силы сопротивления *X*, создаваемой корпусом автомобиля, неправомерно. И это объясняется следующим.

Во-первых, совершенно не учитывается, что к оси ведущего колеса приложены и другие продольные силы, которые уравновешивают силу *X* сопротивления корпуса. Речь идет о силах тяги $\boldsymbol{P}_{\mathbf{т}}$ и сопротивления качению P_f, которые лежат не в плоскости дороги, а прикладываются к оси колеса [7—9]. При равномерном качении сумма этих трех сил равна нулю, т. е.

$$P_{\mathbf{т}} + P_f + X = 0. \qquad (1)$$

Другими словами, продольная сила воздействия корпуса (***X***) уравновешивается свободной силой тяги колеса, т. е. разницей между силой тяги и сопротивления его качению $\left(P_{\text{т}}^{\text{св}} = P_{\text{т}} - P_f\right)$:

$$P_{\text{т}} - P_f = X. \qquad (2)$$

Во-вторых, в пользу того, что происходит смещение именно пятна контакта шины, а не оси колеса свидетельствует тот факт, что у неподвижного ведущего колеса в период его нагружения крутящим моментом сдвиг вектора R_z нормальной реакции всегда происходит в сторону предстоящего движения. Величина этого сдвига прямо пропорциональна величине крутящего момента:

$$\delta = \frac{M_{\text{к}}}{R_z}. \qquad (3)$$

При этом, указанный сдвиг вектора R_z связан с некоторым увеличением площади передней части пятна контакта шины и уменьшением площади задней, т. е. с продольным смещением пятна контакта. Особенно наглядную картину смещения пятна контакта дает пневмокаток. Группа ученых под руководством Н. Ф. Бочарова, выполнявших экспериментальные исследование работы пневмокатков [3] указывает, что "при подведении крутящего момента... пневмокаток на твердой дороге деформируется до начала перемещения оси в продольном направлении". При этом "... оболочка пневмокатка перемещается вперед... по направлению ожидаемого движения..." (рис. 1).

Однако не совсем прав и В. И. Кнороз. Конечно, без касательного усилия, прикладываемого к шине, сдвиг пятна контакта относительно оси колеса, невозможен. Однако источником продольного сноса нормальной реакции следует все-таки считать крутящий момент, подводимый к колесу, а не отдельно взятую силу. В пользу этого свидетельствуют следующие факты.

Во-первых, у автомобильного колеса продольная сила, лежащая в плоскости дороги, т. е. продольная

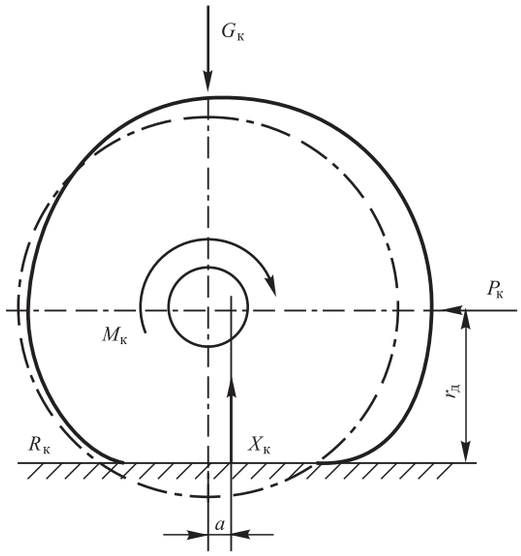

Рис. 1. Смещение пневмооболочки пневмокатка при трогании с места

gz416.indd 27 28.03.2016 8:21:31

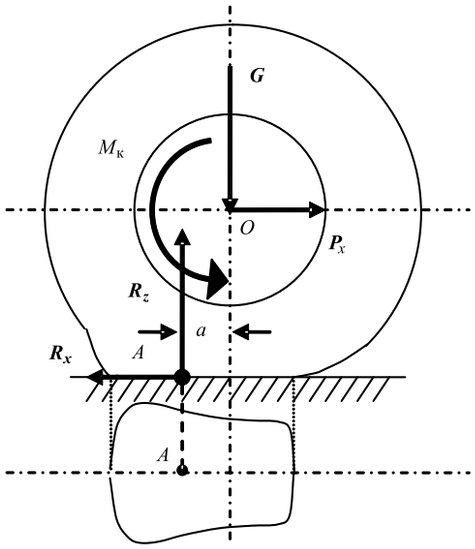

Рис. 2. Деформация шины при действии крутящего момента

реакция R_x, способная вызвать смещение пятна контакта, порождается лишь значительным по величине крутящим моментом, который имеет место при работе колеса в тяговом или тормозном режиме.

Во-вторых, подводимый к ободу колеса крутящий момент $M_к$, увлекая за собой внутреннюю часть шины, вызывает тангенциальное сжатие периферийной части шины в той части ее сегмента шины, которая располагается непосредственно перед зоной контакта (рис. 2). В результате "стягивания" в эту зону беговой дорожки протектора и образующегося при этом "наплыва" как продольный, так и поперечный размер передней части зоны контактирования увеличивается. В задней же части пятна контакта и примыкающей к ней зоне крутящий момент, наоборот, растягивает протектор шины, в результате чего площадь задней части пятна контакта несколько сокращается. Все это в итоге приводит к тому, что центр давления шины на дорогу вместе с пятном контакта и смещается вперед, т. е. по направлению последующего движения колеса (см. рис. 2). Такое смещение естественно вызывает увеличение плеча a силы R_z и соответствующее возрастание момента сопротивления качению. Указанному упругому смещению вектора нормальной реакции содействуют все факторы, способствующие увеличению тангенциальной эластичности шины, в том числе возрастание высоты выступов протектора.

Таким образом, причина смещения — это, прежде всего, крутящий момент, вызывающий в конечном итоге сдвиг самой контактной площадки.

Именно на действие крутящего момента указывают и ученые под руководством Н. Ф. Бочарова, которые отмечают, что деформация пневмокатка, рассмотренная выше, появляется и нарастает "по мере увеличения подводимого к пневмокатку крутящего момента $M_к$..." [3], который вызывает закручивание пневмооболочки.

На такой же механизм смещения пятна контакта относительно оси вращения колеса при действии крутящего момента указывают Н. А. Ульянов, Э. Г. Ронинсон и В. Г. Соловьёв [4]. По их мнению, крутящий момент, создавая продольную реакцию опорной поверхности, "...будет закручивать шину относительно обода, а элементы шины при входе в область контакта сжиматься и выпучиваться, а при выходе из контакта — растягиваться" [4, с. 107]. Это, убеждены авторы, и создает дополнительное сопротивление качению.

Данные о величине сдвига точки приложения вектора нормальной реакции дороги за счет деформирующего действия крутящего момента можно найти в монографии В. И. Кнороза [1], а также в статьях Ю. А. Ечеистова, Д. С. Сёмина [5] и В. В. Коновалова [6].

Кнороз В. И. приводит графики экспериментальной зависимости продольной деформации шины от приложенной к колесу касательной силы (рис. 3), которые показывают, что величина линейного сдвиа

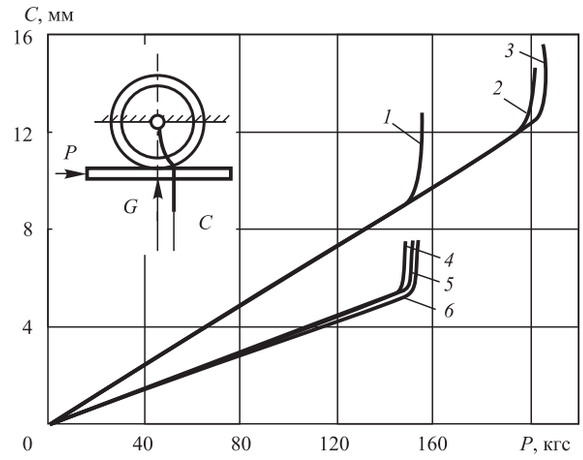

Рис. 3. Зависимость продольного смещения центра пятна контакта шины от продольной силы, лежащей в пятне контакта:

1 — шина 155-13Р (p_w = 1,5 кг/см^2, $G_к$ = 232 кг); *2* — шина 155-13Р (p_w = 1,5 кг/см^2, $G_к$ = 315 кГ); *3* — шина 155-13Р (p_w = 1,5 кг/см^2, $G_к$ = 315 кг); *4* — шина 155-13 (диагональная, p_w = 1,7 кг/см^2, $G_к$ = 315 кг); *5* — шина 155-13 (p_w = 1,5 кг/см^2, $G_к$ = 315 кГ); *6* — шина 155-13 (p_w = 1,2 кг/см^2, $G_к$ = 315 кГ)

gz416.indd 28 28.03.2016 8:21:31

пятна контакта (c) прямо пропорциональна величине касательной силы.

Ечеистов Ю. А. и Сёмин Д. С. установили [5], что продольное смещение вектора нормальной реакции прямо пропорционально продольному усилию в пятне контакта, т. е. продольной реакции:

$$a = k_x X. \quad (4)$$

Заметим, если учесть, что продольная сила P, как продольная реакция X, лежащие в плоскости дороги, прямо пропорциональны $M_к$, то с таким же успехом эти эмпирические зависимости можно представить и в виде линейных функций от крутящего момента, т. е. $c = k_x M_к$ и $a = k_м M_к$.

Коновалов В. В. определил [6], что на стадии статического нагружения колеса крутящим моментом происходит значительное смещение вектора нормальной реакции опорной поверхности. При этом величина продольного смещения прямо пропорциональна величине подводимого момента (рис. 4):

$$c = c_м M_к. \quad (5)$$

Автор связывает возрастание момента сопротивления качению с продольным сдвигом пятна контакта по направлению предстоящего движения, который рассматривает как следствие упругих деформаций скручивания пневматической шины под действием подводимого к колесу крутящего момента.

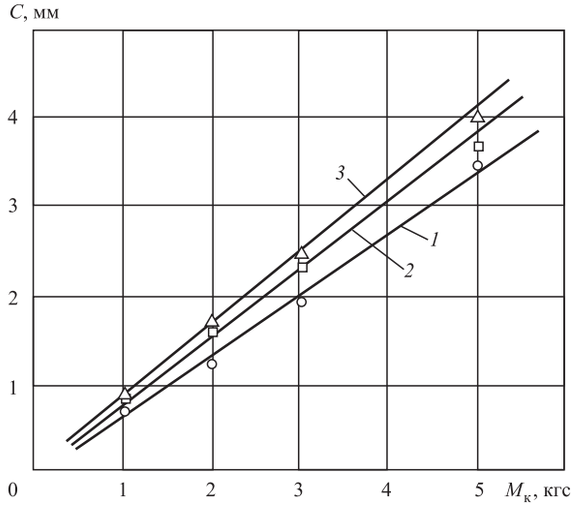

Рис. 4. Влияние крутящего момента на смещение вектора нормальной реакции, прикладываемой к шине 13,00-20 при вертикальной нагрузке $G_к$ = 157,3 кг и различном давлении воздуха:

1 — p_w = 3,2 ат; *2* — p_w = 2,0 ат; *3* — p_w = 1,0 ат

Таким образом, анализ экспериментальных исследований показывает, что наряду с гистерезисным сносом вектора нормальной реакции дороги существует и упругий снос $a_м$, обусловленный тангенциальной деформацией шины. Этот снос создает дополнительный момент сопротивления качению, равный:

$$M_f^м = a_м R_z. \quad (6)$$

Однако, в отличие от первого компонента сноса ($a_ш$) деформационный компонент ($a_м$) является величиной не арифметической, а алгебраической, т. е. величина $a_м$ может принимать и отрицательные значения. При этом знак величины деформационного сноса определяет, естественно, направление смещения пятна контакта по отношению к направлению движения оси колеса. Отрицательное смещение имеет место при торможениях, когда крутящий момент закручивает шину не по ходу ее вращения, а в противоположном направлении. Возрастание площади задней части зоны контакта шины с дорогой при торможении отмечается В. И. Кнорозом [1]. Смещение зоны контакта в сторону, противоположную движению колеса, особенно сильно проявляющееся при действии больших тормозных моментов, и может служить даже причиной общего отрицательного сноса нормальной реакции колеса. Такое явление, как известно, впервые обнаружил академик Е. А. Чудаков [10].

Схема эксперимента, проведенного Е. А. Чудаковым, приведена на рис. 5, а зависимость смещения вектора нормальной реакции от величины тормозной силы — на рис. 6.

Как следует из зависимости, представленной на рис. 6, смещение пятна контакта колеса, обусловленное

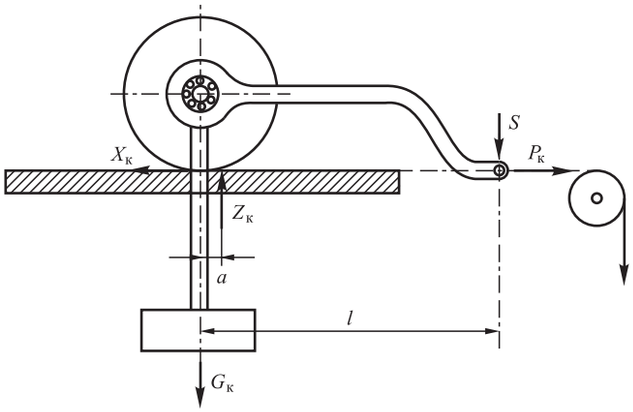

Рис. 5. Схема эксперимента

gz416.indd 29 28.03.2016 8:21:31

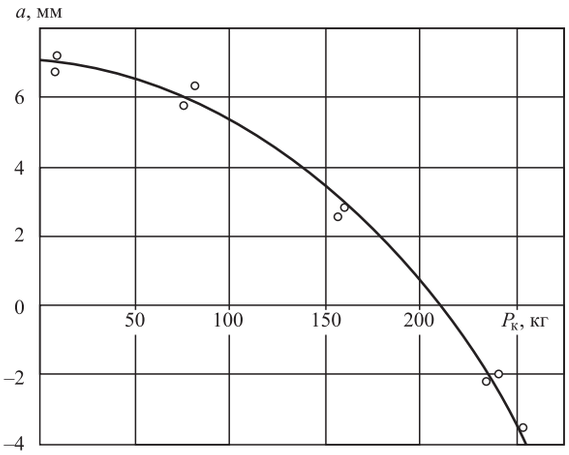

Рис. 6. Зависимость продольного сноса нормальной реакции от величины тормозной силы

действием тормозного момента, при $P_{тор} > 210...220$ кг перекрывает положительное смещение вектора нормальной реакции опорной поверхности, обусловленное гистерезисом. Сдвиг вектора нормальной реакции взад вызывает образование соответствующего отрицательного момента сопротивления качению, т. е. крутящего момента, противодействующего тормозному моменту и способствующего проворачиванию колеса.

В свое время факт отрицательного смещения, установленный Е. А. Чудаковым, был расценен В. А. Петрушовым как некий парадокс "классической теории" качения колеса. Однако по нашему мнению, никакого парадокса здесь нет. Сам факт образования положительного момента нормальной реакции опорной поверхности при торможении колеса не противоречит представлениями "классической теории" качения и его нельзя рассматривать без учета того, что катящееся колесо находится не в тяговом, а в тормозном режиме и подвергается воздействию большого крутящего момента.

Если бы указанный момент возникал при качении колеса, работающего в ведущем или ведомом режиме, то это было бы действительно явным противоречием законам механики. Однако положительный по знаку момент $M_f^{м} = a_м R_z$. нормальной реакции возникает при тормозном (отрицательном) моменте. При этом сам факт появления положительного момента $M_f^{м}$ означает, что к колесу прикладывается и дополнительный тормозной момент $\Delta M_т$, который компенсирует действие положительного момента $M_f^{м}$ и обеспечивает заданный режим замедления. Такой момент $\Delta M_т$ совершает отрицательную работу, которая всегда покрывает положительную работу момента $M_f^{м}$. В итоге, при торможении колеса в целом никакой положительной работы не совершается, а сам момент $M_f^{м}$ не выступает в роли движущего усилия колеса. Поэтому положительный по знаку момент $M_f^{м}$, возникающий при торможении, не вступает в противоречие с законами механики, в том числе законом сохранения механической энергии.

Таким образом, анализ и обобщение экспериментальных исследований позволяет заключить, что одной из причин изменения момента сопротивления качению автомобильного колеса является деформационный снос $a_м$ вектора R_z нормальной реакции опорной поверхности, обусловленный смещением пятна контакта шины относительно оси вращения колеса. При этом алгебраическая величина этого сноса определяется величиной и направлением крутящего момента, подводимого к колесу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Работа автомобильной шины**. Под ред. В. И. Кнороза. — М.: Транспорт, 1976. — 238 с.
2. **Петрушов В. А.** Некоторые пути построения технической теории качения // Тр. НАМИ, 1963, вып. 61. — С. 3—56.
3. **Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Макаров С. Г., Семенов В. М., Крадинов Е. Б.** Особенности качения пневмокатков по твердой дороге и деформируемым грунтам // Автомобильная промышленность. — 1964. — № 10. — С. 22—25.
4. **Ульянов Н. А., Ронинсон Э. Г., Соловьев В. Г.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Под ред. Н. А.Ульянова. — М.: Машиностроение, 1976. — 359 с.
5. **Ечеистов Ю. А., Семов Д. С.** Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твердой дороге // Автомобильная промышленность. — 1973. — № 12. — С. 18—19.
6. **Силовой** баланс колесного движителя при его статическом нагружении / В. В. Коновалов и др. // ИВ: Машиностроение, 1973, № 6. — С. 116—120.
7. **Копотилов В. И.** Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения. — 2014. — № 11. — С. 36—40.
8. **Копотилов В. И.** Механизм образования силы тяги у колесных строительно-дорожных машин // Направления развития и перспективные способы строительства дорог, мостов и оборудования переправ: Материалы межвузовской региональной научн-техн. конф. 29 апреля 2015 г. — Тюмень: ТВВИКУ, 2015. — С. 45—49.
9. **Копотилов В. И.** Сила сопротивления качению колеса и механизм ее образования // Грузовик. — 2014. — № 12. — С. 10—15.
10. **Чудаков Е. А.** Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. — М.: Изд-во АН СССР, 1961. — 463 с.

gz416.indd 30 28.03.2016 8:21:31

УДК 541.67

В. С. Антипенко, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный университет путей сообщения,
С. А. Лебедев, канд. техн. наук, доцент, Рязанское воздушно-десантное командное училище.
E-mail: antipenkovitaliy@yandex.ru; antipenkovs7@mail.ru

АДСОРБЦИОННАЯ ЕМКОСТЬ ЭЛЕКТРОДОВ И ПАРАМЕТРЫ НАКОПИТЕЛЕЙ

В работе обсуждаются процессы адсорбции на границе электрод—электролит, влияющие на электроемкость накопителя энергии на принципе двойного электрического слоя.

Ключевые слова: *двойной электрический слой, граница раздела, накопитель энергии, адсорбция, электроемкость.*

V. S. Antipenko, S. A. Lebedev

ADSORPTION CAPACITY OF ELECTRODES AND SETTINGS FOR DRIVES

The paper discusses the adsorption on the electrode—electrolyte capacitor the drive energy on the principle of the electric double layer.

Keywords: *electric double layer, the border section, energy storage, carbon adsorption, capacitor.*

Электроемкость накопителей энергии двойного электрического слоя сильно зависит от параметров материала, используемого в качестве электродов. Известно, что электроемкость плоского конденсатора равна:

$$C = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon S}{d},$$

где S — площадь обкладок, d — величина зазора между обкладками, ε — относительная диэлектрическая проницаемость вещества, заполняющего зазор, ε_0 — электрическая постоянная.

Как видно, электроемкость будет тем больше, чем больше площадь обкладок и относительная диэлектрическая проницаемость вещества, заполняющего зазор, и чем меньше величина зазора между обкладками. В нашем случае величина зазора соизмерима с размером межатомного расстояния и постоянна. Относительная диэлектрическая проницаемость вещества, заполняющего зазор, в нашем случае примерно равна 1 и также постоянна. Поэтому увеличить электроемкость можно увеличением площади поверхности электродов. По этой причине, в качестве материалов для электродов накопителей применяют вещества с развитой поверхностью, в том числе и графены.

Повысить электроемкость можно путем предварительной "тренировки" электродов. Этот способ заключается в следующем: к электродам прикладывается пульсирующее напряжение с периодической сменой полярности внешнего напряжения. В результате, например в поляризационных электродах, состоящих из органических веществ, при "тренировке" в течение 10 ч и смены полярности каждые 30 минут, увеличивается электроемкость накопителя. Дело в том, что при "тренировке" увеличиваются диаметры Ван-дер-Ваальсовских каналов внутри поляризационных электродов и двойной электрический слой возникает не только по внешней поверхности электрода, но и по внутренней поверхности указанных Ван-дер-Ваальсовских каналов, существенно увеличивая рабочую поверхность электрода.

Также для увеличения электроемкости накопителей энергии электроды необходимо отмачивать в течение нескольких суток в дистиллированной воде, а после этого в электролите. Это связано с тем, что маленькие частицы электрода "обволакиваются" ионами кислорода, что уменьшает рабочую по-

gz416.indd 31 28.03.2016 8:21:31

верхность электролита. При вымачивание эти ионы удаляются, тем самым повышается электроемкость накопителя. Исследование двойного электрического слоя, как правило, связано с совместным изучением процессов адсорбции на границе электрод — раствор и соответствующего изменения скачков потенциала. Рассмотрим некоторые наиболее характерные случаи образования двойного электрического слоя.

Первый случай характеризует возникновение ионного двойного слоя при погружении электрода в раствор его потенциалопределяющих ионов, например при погружении пластинки серебра в раствор, содержащий ионы Ag^+. Если концентрация ионов Ag^+ выше той, которая отвечает нулевому раствору, то при установлении электрохимического равновесия часть ионов серебра перейдет из раствора на металл, в результате чего на электроде появится некоторый положительный заряд q (в расчете на единицу поверхности). В результате электростатического притяжения к электроду подойдет соответствующее количество анионов, а концентрация катионов вблизи поверхности, наоборот, уменьшится. Если концентрация потенциалопределяющих ионов будет ниже той, которая соответствует нулевому раствору, то после установления электрохимического равновесия электрод будет нести отрицательный заряд ($q < 0$), притягивать к себе катионы и отталкивать анионы. В нулевом растворе $q = 0$. Поэтому потенциал электрода в нулевом растворе, измеренный против какого-либо постоянного электрода сравнения, называют потенциалом или точкой нулевого заряда (т.н.з.).

Второй случай образования двойного электрического слоя относится к системам, в которых заряды не могут свободно переходить через границу между электродом и раствором. Электроды в таких системах называются идеально поляризуемыми электродами. В отличие от идеально поляризуемых электроды в системах, рассмотренных в первом случае, называются неполяризуемыми электродами. Простейший пример электрода, приближающегося по своим свойствам к идеально поляризуемому, — это ртутный электрод в водном растворе фторида натрия. При помощи внешнего источника тока можно изменять потенциал этого электрода и с очень хорошим приближением полагать, что весь ток идет на изменение заряда поверхности ртути. Лишь при больших анодных потенциалах будет наблюдаться растворение ртути, а при больших катодных — разряд ионов Na^+ с образованием амальгамы натрия. В интервале между этими крайними потенциалами, который составляет около 25, плотность заряда ртутного электрода q принимает различные — сначала положительные, а затем отрицательные значения. В частности, при некотором потенциале $q = 0$.

При отрицательном заряде поверхности ртути к ней будут притягиваться из раствора катионы Na^+ и отталкиваться от нее анионы F^-. С другой стороны, при ($q > 0$) будет наблюдаться положительная адсорбция анионов ($\Gamma_- > 0$) и отрицательная адсорбция катионов ($\Gamma_+ < 0$). Характерной особенностью образования двойного электрического слоя во втором случае является то, что взаимодействие ионов раствора с поверхностью электрода чисто электростатическое, а потому в точки нулевого заряда.

$$\Gamma = \Gamma_- = 0 \text{ (при } q = 0), \qquad (1)$$

где Γ_+, Γ_- — положительная и отрицательная адсорбции (гибсовские поверхностные избытки), моль/см^2 или г = экв/см^2.

Электролиты, для которых выполняется соотношение (1), называются поверхностно-неактивными. Таким образом, образование двойного электрического слоя отвечает идеально поляризуемому электроду в растворе поверхностно-неактивного электролита. Здесь так же, как и в первом случае, удобно вести отсчет потенциала от точки нулевого заряда.

Третий случай образования двойного электрического слоя, как и второй, отвечает идеально поляризуемому электроду, но в таком растворе, где адсорбция силами на поверхности электрода обусловлена не только чисто кулоновскими силами, а и другими, более сложными силами взаимодействия, которые обычно объединяются общим термином "силы специфической адсорбции" В качестве примера можно привести ртутный электрод в водном растворе NaI. В отличие от анионов F^- адсорбция анионов I^- в т.н.з. не равна нулю, и вместо уравнения (1) следует записать

$$z_+\Gamma_+ = -z_-\Gamma_- \neq 0 \text{ (при q = 0)}, \qquad (2)$$

где z_+ и z_- — заряды ионов с учетом знака; $z_+ > 0$, $z_- < 0$. Электролиты, для которых выполняется соотношение (2), называются поверхностно-активными.

Четвертый случай образования двойного электрического слоя реализуется на идеально поляризуемом электроде при наличии в растворе поверхностно-активных полярных молекул органического вещества. Предположим дополнительно, что ионы электролита являются поверхностно-неактивными, а потенциал электрода за счет внешнего источника тока подобран так, что заряд поверхности равен нулю. В качестве примера можно привести находящийся в точке нулевого заряда ртутный электрод, который погружен в раствор NaF, содержащий некоторое количество бутилового спирта. Бутиловый спирт адсорбируется на незаряженной поверхности так, что к поверхности ртути направлен радикал C_4H_9, а в раствор — гидроксильная группа.

gz416.indd 32 28.03.2016 8:21:31

Поскольку углеводородный радикал несет небольшой положительный заряд, а группа ОН — отрицательный, то при адсорбции бутилового спирта на незаряженной поверхности ртути возникает некоторый скачок потенциала, изменяющий значения гальванипотенциала ${}_{м}\Phi_{р}$ в чистом растворе NaF при $q = 0$. Это изменение ${}_{м}\Phi_{р}$ можно определить экспериментально по сдвигу точки нулевого заряда при переходе от чистого раствора NaF к раствору с добавкой бутилового спирта.

Наблюдаемый сдвиг точки нулевого заряда, отражающий соответствующее изменение гальванипотенциала, связан не только с ориентированной адсорбцией органических молекул, но и с вытеснением с поверхности полярных молекул воды. Таким образом, на опыте измеряется суммарный эффект, вызванный адсорбцией органических молекул и десорбцией молекул воды. Не исключено, что определенный вклад в изменение гальвани-потенциала ${}_{м}\Phi_{р}$ дает также изменение ${}_{м}\Phi'_{о}$, т. е. распределение электронного газа в металле, при замене диполей воды диполями органического вещества. Однако обычно этот эффект не учитывают.

Приведенные примеры не исчерпывают всех возможных случаев образования двойного электрического слоя, а лишь иллюстрируют многообразие взаимных связей процессов адсорбции на границе электрод — раствор и соответствующих изменений гальванипотенциала ${}_{м}\Phi_{р}$. Такого рода связи существуют не только на границе металл — раствор. Например, образование двойного электрического слоя на границе раствор — воздух связано с процессами адсорбции на этой границе, которые приводят к изменению потенциала ${}_{м}\Phi_{р}$.

Итак, исследование двойного электрического слоя — это совместное изучение процессов адсорбции и соответствующего изменения скачков потенциала. Эта взаимосвязь процессов представляет собой интерес для дальнейшего изучения, так как является одним из приоритетных направлений, позволяющим обеспечить высокую энергоемкость накопители энергии на основе двойного электрического слоя. Повышение энергоемкости такого накопителя энергии существенно расширит область их применения, что повлечет за собой вытеснение традиционных накопителей энергии, таких как аккумуляторные батареи.

Философия бережливости

В ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) состоялась конференция "PSK+. Интеграция с поставщиками", в которой приняли участие представители около 60 российских фирм.

Цель мероприятия — распространение положительного опыта ПАО "КАМАЗ" в сфере бережливого производства среди постащиков компании в укрепление деловых взаимоотношений. Значимость подобной работы, ведущейся с 2006 г., неоднократно отмечалась генеральным директором ПАО "КАМАЗ" Сергеем Когогиным: "За десять лет сформирована сильнейшая команда Лин-лидеров, и уже не первый год мы делимся успешным опытом со своими поставщиками".

Успех в выпуске конкурентоспособной продукци и освоении новых рынков сбыта напрямую зависит от компаний-поставщиков, которые являются первым звеном в этой цепи. Поэтому в условиях жесткой конкуренции особенно важно, чтобы партнеры владели современными инструментами успешной организации производства.

"Мы сформировали производственную систему PSK, которая доказала свою эффективность, и рекомендуем всем руководителям изучить наш опыт и опыт других предприятий, успешно развивающих свои производственные системы на принципах бережливого производства, чтобы совместно решать вопросы сокращения времени от заказа до поставки, — подчеркивает руководитель "КАМАЗа". — У нас есть уже большой опыт поставки комплектующих напрямую от поставщика на позиции сборки по принципу точно вовремя, в точной последовательности с предприятиями, находящимися как в периметре "КАМАЗа", так и за ее пределами".

Бизнес-общение участников конференции не ограничилось пленарной частью и обсуждением докладов на актуальные для российского производства темы (среди них и импортозамещение). Во второй половине конференции фокус сместился непосредственно в производство, и работа продолжилась на главном сборочном конвейере автомобильного завода. Камазовцы продемонстрировали производственную систему в действии и ознакомили с работой сборочного конвейера, где нет места потерям времени (значит, и финансовым потерям), и счет идет на секунды. Здесь в рамках действия "рабочих станций" продолжился обмен опытом. Участникам, условно поделенным на группы, предстояло определить конкретные проблемы в сотрудничестве с потребителем и разработать план их решения.

Параллельно была представлена выставка новой техники ПАО "КАМАЗ" и выставка бережливых предприятий, где гости изучили опыт других татарстанских компаний в области "Лин". Кроме того, участники конференции посетили бережливые предприятия ПАО "КАМАЗ": экскурсионный маршрут прошел через автомобильный и прессово-рамный заводы и завершиля на "Фабрике процессов".

Успехи в развитии PSK достигаются благодаря стопроцентному вовлечению коллектива в систему непрерывных улучшений. Результатом этой работы на "КАМАЗе" стал не только многомиллионный экономический эффект, который ежегодно удается достигать, но и наличие в компании сертифицированной системы менеджмента бережливого производства. Напомним, в 2015 г. система менеджмента бережливого производства ПАО "КАМАЗ" (первой среди крупных предприятий России) была сертифицирована на соответствие требованиям ГОСТ Р 56404—2015 "Бережливое производство. Требования к системам менеджмента".

Пресс служба ПАО "КАМАЗ"

gz416.indd 33 28.03.2016 8:21:31

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, д-р техн. наук, профессор, **А. О. Носов,** канд. техн. наук,
А. М. Биниязов, аспирант, **В. В. Платонов,** аспирант, **А. В. Кожинская,** аспирант,
ФБГОУ ВПО Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина
E-mail: denisov0307@yandex.ru

ВЛИЯНИЕ УРОВНЯ МАСЛА В КАРТЕРЕ НА СРОК ЕГО СЛУЖБЫ И РЕСУРС ДВИГАТЕЛЯ

В работе приведены аналитические зависимости интенсивности изнашивания деталей двигателя и интенсивность старения масла от объема масла в картере двигателя. Полученные зависимости подтверждены экспериментальными статистическими данным. По полученным зависимостям разработаны рекомендации по режиму долива масла для компенсации угара.

Ключевые слова: *уровень масла в картере, интенсивность изнашивания деталей, интенсивность старения масла, объем долива масла.*

A. S. Denisov, O. A. Nosov, A. M. Benesov, V. V. Platonov, A. V. Kozhinskaya

THE INFLUENCE OF THE LEVEL OF OIL IN THE CRANKCASE ON THE LIFE AND THE LIFE OF THE ENGINE

In this work, the analytical dependence of intensity of wear process of the components and the intensity of aging oil from the oil volume in the crankcase. The obtained dependences are confirmed by experimental statistics. The obtained dependences developed recommendations on the treatment of adding oil to compensate for burn-off.

Keywords: *oil level in the crankcase, the wear rate of parts, the intensity of aging of the oil, adding oil volume.*

Количество циркулирующего в ДВС масла (м^3/ч) определяется формулой [1]:

$$V_ц = K\frac{Q_м}{\rho_м c_м \Delta t_м}, \quad (1)$$

где $\rho_м$ — плотность моторного масла, $\rho_м$=880—900 кг/м^3; $C_м$ — теплоемкость масла, $C_м$ = 2 КДж/кг°К; $\Delta t_м$ — нагрев масла, $\Delta t_м$ = 10—15°К; K — коэффициент запаса, для бензиновых ДВС, K = 1, для дизельных ДВС K = 2,5—3.

При работе двигателя часть масла расходуется из системы смазки (вследствие выгорания, утечек и др.). Поэтому для надежной работы в течение длительного времени и обеспечения требуемого запаса хода транспортного средства потребное количество масла в системе смазки равно (м^3/ч):

$$V_Д = (2—3{,}5)V_ц. \quad (2)$$

Тогда для дизельных ДВС:

$$V_Д = (55—65)\cdot 10^{-3}N_e. \quad (3)$$

Расчеты по этим формулам показывают, что для базового двигателя КАМАЗ-740 с мощностью 215 л.с. $V_Д$ составляет 14 м^3/ч, а для двигателя КАМАЗ-ЕВРО с мощностью 420 л.с. — 27 м^3/ч.

С учетом этих значений и производительности масляных насосов двигателей КАМАЗ-740 — 5,1 м^3/ч и КАМАЗ-ЕВРО — 9 м^3/ч, оборачиваемость объема масла составит соответственно 2,745 и 3 раза за час. Видно, что это соотношение 1,09 не соответствует соотношению мощностей 1,953. Следовательно, при одинаковом объеме смазочной системы в соответствии с формулой (1) увеличится прирост температуры масла.

gz416.indd 34 28.03.2016 8:21:31

Это приводит к интенсификации процесса старения масла и требует применения на форсированных турбонаддувом двигателях других масел группы Д.

Таким образом, оптимальный уровень масла в смазочной системе двигателя определяется видом масла, производительностью масляного насоса, мощностью двигателя и режимами его работы.

Рассмотрим влияние объема масла в смазочной системе на температуру масла. Из формулы (1) следует:

$$\Delta t_{м} = \frac{KQ_{м}}{\rho_{м} c_{м} V_{ц}}. \quad (4)$$

То есть, прирост температуры обратно пропорционален объему масла, что в общем виде можно записать:

$$t_{м} = \frac{a}{V_{ц}}, \quad (5)$$

где a — константа, учитывающая конструктивные и режимные параметры:

$$a = \frac{KQ_{м}}{\rho_{м} c_{м}}. \quad (6)$$

Таким образом, температура масла при неизменных параметрах теплообменника обратно пропорциональна объему масла в смазочной системе.

Ресурс двигателя определяется интенсивностью изнашивания деталей в основном кривошипно-шатунной и цилиндропоршневой групп. Зависимость интенсивности изнашивания от температуры масла в рабочем диапазоне 80—140 °С можно принять линейной [2]:

$$\alpha = \alpha_0 + ct_{м}, \quad (7)$$

где α_0 — интенсивность изнашивания при $t_{м} = 0$; c — коэффициент пропорциональности.

С учетом зависимостей (5) и (7) получим:

$$\alpha = \alpha_0 + \frac{d}{V_{ц}}, \quad (8)$$

где d —константа;

$$d = ca. \quad (9)$$

Срок службы масла (периодичность замены) определяется интенсивностью старения, то есть интенсивностью (или скоростью) снижения концентрации присадок. Скорость большинства реакций увеличивается с ростом температуры. Для количественного описания температурных эффектов в химической кинетике используется уравнение Аррениуса [3]:

$$\alpha(T) = A\exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right), \quad (10)$$

где R — универсальная газовая постоянная; A —множитель, определяемый природой реакции; E_a — энергия активации; T — абсолютная температура в °K.

С учетом уравнений (1) и (10) для $\alpha(T)$ запишем:

$$\alpha(T) = A\exp\left(-\frac{E_a V}{Ra}\right), \quad (11)$$

Характер зависимости показан на рис. 1.

Температура масла является основным, но не единственным параметром, определяющим ресурс как двигателя, так и масла. Большое влияние на эти показатели надежности оказывает режим подачи масла к узлам трения.

При снижении уровня масла в картере двигателя кроме повышения температуры масла увеличивается вероятность прерывания подачи его в систему и попадания воздуха, то есть вспенивания. Это ведет к нарушению гидродинамического режима смазки узлов трения, особенно подшипников коленчатого вала и турбокомпрессора и к снижению их ресурса. В общем виде с учетом этого зависимость интенсивности изнашивания деталей узлов трения от объема (уровня) масла можно записать:

$$\alpha = \alpha_0 - cV, \quad (12)$$

где α_0 — интенсивность изнашивания при верхней метке на маслоизмерительном щупе; c — коэффициент пропорциональности.

Область определения данной функции снизу ограничивается минимальным объемом V_{min}, при котором начинается режим прерывания масляного потока или режим масляного голодания. Величина эта носит вероятностный характер, так как определяется режимами работы двигателя и автомобиля (ускорение, замедление, крен и уклоны дороги).

Область определения данной функции сверху ограничивается максимальным объемом V_{max}, при котором начинается режим прерывания вспененного масляного потока вследствие касания поверхности масла противовесов коленчатого вала.

При повышении уровня (объема) масла в картере выше V_{max} начинает изменяться режим подачи масла

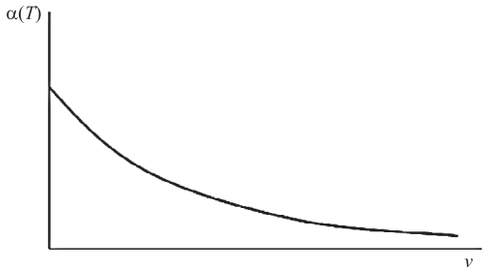

Рис. 1. Характер зависимости интенсивности старения от объема масла

gz416.indd 35 28.03.2016 8:21:32

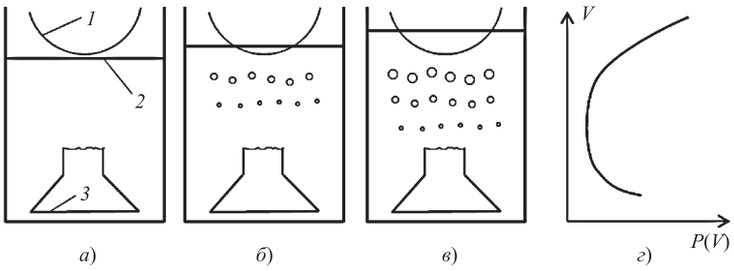

Рис. 2. Схема влияния уровня масла в картере двигателя на его вспениваемость:

1 — траектория движения противовеса КВ; *2* — уровень масла; *3* — уровень маслозаборника; *а* — при отсутствии контакта противовесов с маслом; *б* — при малом контакте противовесов с маслом; *в* — при большом контакте; *г* — вероятность наличия пузырьков воздуха в масле

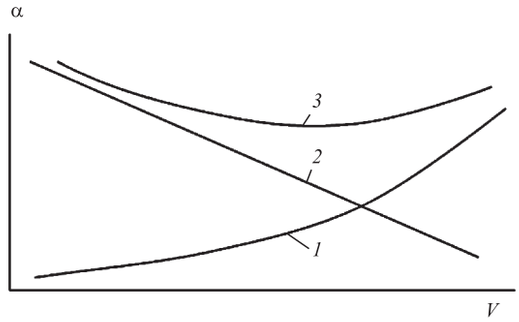

Рис. 3. Зависимость интенсивности изнашивания от объема:

1 — вследствие вспенивания; *2* — вследствие снижения температуры; *3* — итоговая

к парам трения, проявляющийся во вспенивании все большего объема масла и в образовании масляного тумана. Эти процессы носят вероятностный характер, во многом определяемый временем вспенивания определенного объема масла. Степень вспениваемости масла возрастает с повышением уровня выше $V_{\max}$ также, как и вероятность попадания в маслозаборник вспененного масла (размер и концентрация пузырьков воздуха показаны на рис. 2).

Вследствие повышения вспениваемости масла нарушается ламинарный режим его поступления к парам трения. Поток масла становится турбулентным, что сокращает его расход через пары трения и повышает интенсивность изнашивания. Зависимость интенсивности изнашивания от объема масла в этой области определения функции носит нелинейный характер, так как вероятность пузырьков воздуха и их размер увеличиваются по мере повышения уровня масла в картере. Поэтому характер зависимости α от V можно принять экспоненциальным

$$\alpha = \alpha_0 e^{fV}, \qquad (13)$$

где α_0 — интенсивность изнашивания при объеме масла по верхней метке щупа; f — экспериментальный коэффициент.

Итоговая зависимость интенсивности изнашивания от объема масла в картере представляет сумму функций (12) и (13) (рис. 3).

$$\alpha_\Sigma = \alpha_0 - cV + \alpha_0 e^{fV}. \qquad (14)$$

Вследствие вспенивания масла повышается площадь контакта с воздухом (пузырьки), что ведет к повышению окисления (старения) масла. Зависимость эту можно принять экспоненциальной, так как вероятность роста плотности пузырьков с ростом объема масла возрастает по кумулятивной зависимости:

$$\alpha(T)_2 = A_2 \exp(BV), \qquad (15)$$

где B — экспериментальный параметр.

Итоговая зависимость интенсивности старения масла представляет собой сумму двух экспонент 10 и 15 (рис. 4).

$$\alpha(T)_\Sigma = A_1 \exp\left(-\frac{E_a V}{R_a}\right) + A_2 \exp(BV). \qquad (16)$$

Для отыскания экстремума этих функций найдем их производные и приравняем к нулю:

$$\alpha'_\Sigma = -c + \frac{\alpha_0}{f} e^{fV} = 0; \qquad (17)$$

$$\alpha'(T)_\Sigma = -A_1 \frac{ka}{E_a} \exp\left(-\frac{E_a V}{R_a}\right) + A_2 \frac{1}{B} \exp(BV). \qquad (18)$$

Поскольку полученные аналитические зависимости носят сложный вероятностный характер, то их для практических целей целесообразно аппроксимировать полиномом второй степени:

$$y = a + bV + cV^2, \qquad (19)$$

где a, b, c — экспериментальные параметры, определяемые методом наименьших квадратов.

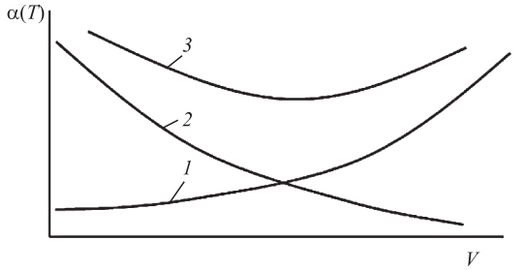

Рис. 4. Зависимость интенсивности старения масла от его объема в картере:

1 — вследствие вспенивания; *2* — вследствие снижения температуры; *3* — итоговая

gz416.indd 36 28.03.2016 8:21:32

На эффективность профилактики смазочной системы кроме оптимальной периодичности замены моторного масла существенно влияет режим долива масла для компенсации его угара. Долив масла повышает общий щелочной уровень. Трехкратный долив масла еще значительнее повышает концентрацию щелочной присадки.

Однако повышение количества доливов вызывает дополнительные трудности эксплуатационного характера: повышаются потери линейного времени, вероятность внесения дополнительных загрязнений, пересортицы масла. Кроме того, при редких, но больших по объему доливах увеличивается относительное время работы двигателя с уровнем масла ниже и выше соответствующих меток на маслоизмерительном щупе. При работе с низким уровнем масла в картере ухудшается постоянство подачи масла, что особенно сказывается на надежности шатунных подшипников. При работе с повышенным уровнем масла появляется вспениваемость, что также ухудшает условия смазки деталей и повышает утечки через сальники.

При значениях расхода масла на угар в 1 % расхода топлива весь объем картера двигателя (32 л) будет израсходован через 8000 км. Долив масла через 1000 км позволяет продлить пробег до замены масла до 16—20 тыс. км.

На величину доливаемого масла влияет множество причин субъективного и объективного характера: квалификация и характер водителя, стабильность поставок масла (по времени и ассортименту), уровень контроля качества профилактики смазочной системы и другие. Поэтому для снижения негативного воздействия указанных факторов целесообразно использовать автоматическое устройство — регулятор уровня моторного масла (РУМ) в картере двигателя.

После обоснования математических моделей для реальной оценки состояния моторного масла в процессе эксплуатации определяли их параметры по экспериментальным данным. Для этого разработаны соответствующие методики эксплуатационных исследований.

Для экспериментальной оценки изменения показателей состояния моторного масла в процессе эксплуатации в Управлении технологического транспорта ОАО "Югтрансгаз" было организовано наблюдение за 28 автомобилями КАМАЗ-ЕВРО в течение трех лет. Анализ проб масла проводили на 28 автомобилях через 2 тыс. км пробега. Всего было проанализировано более 180 проб масла объемом 1,5 л каждая.

Использовали масло Shell Rimula R3 X SAE 15W40, которое является аналогом масла М10Д(м) по ГОСТ 8581. При анализе проб масла определяли: кинематическую вязкость, сСт, температуру вспышки в открытом тигле, °С, загрязненность, $см^{-1}$, щелочное число, мг КОН/г масла, плотность при 20 °С, $г/дм^3$, массовая доля воды, %. Параметры определяли по общепринятой в лаборатории методике.

Для оценки влияния объема долива весь объем выборки наблюдаемых автомобилей (28 единиц) был разделен на четыре группы в зависимости от среднего объема долива масла. В первой группе объем масла, доливаемого за один раз, был от 1,5 до 3,5 л; во второй группе — от 3,5 до 5,5 л; в третьей — от 5,5 до 7,5 л; в четвертой — от 7,5 до 10 л. В каждой группе фиксировали среднюю за рейс температуру масла в картере и давление в системе смазки. Для измерения температуры использовали термометр, который устанавливали на место маслоизмерительного щупа. Давление масла определяли по манометру на щитке приборов автомобиля. Температура масла свидетельствует о его объеме и аэрации. Снижение давления масла за период наблюдений (три года) во многом обусловлено износом деталей, особенно подшипников коленчатого вала. Интенсивность старения масла прямо пропорциональна температуре, поэтому с ростом объема доливаемого масла она также будет возрастать.

Полученные зависимости показателей состояния масла от наработки позволили определить интенсивность старения масла. Зависимость температуры масла и снижения давления приведены на рис. 5—7. Как было показано ранее, недолив (низкий уровень масла в картере), так и перелив (высокий уровень масла в картере) повышают интенсивность изнашивания деталей.

Из рис. 6 видим, что при реальных режимах долива масла температура его изменяется на 13-14 °С или на 15—16 %. Это вызывает соответствующее возрастание интенсивности изменения технического состояния двигателя (по изменению давления в смазочной системе — на 40—44 %) и интенсивности старения масла — на 75—80 %. Основная рекомендация дан-

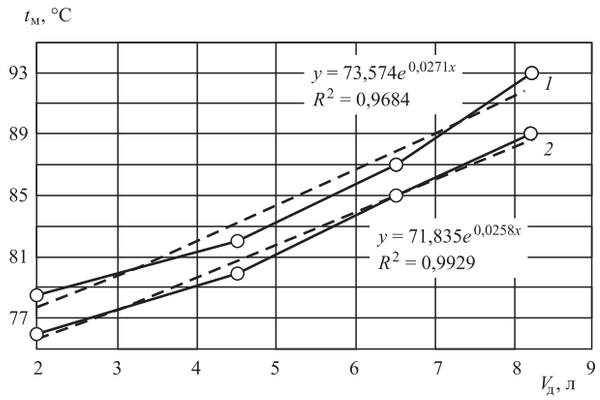

Рис. 5. Зависимость температуры масла в картере двигателя от объема разового долива:

1 — летом; 2 — зимой

gz416.indd 37 28.03.2016 8:21:32

ного исследования — это поддержание оптимального уровня масла в картере путем поддержания режима долива. При этом необходимо учитывать нелинейную связь объема масла и уровня его по щупу. Полученные

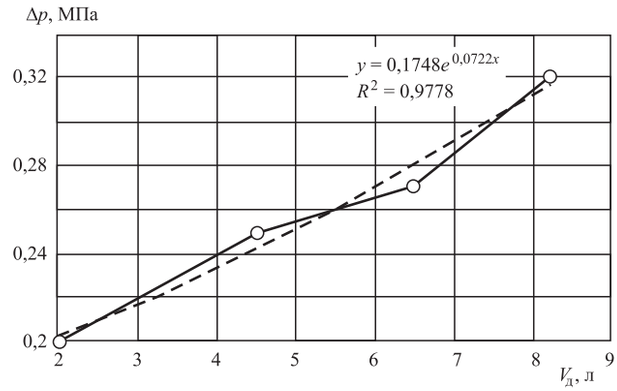

Рис. 6. Зависимость снижения давления в смазочной системе двигателя от объема разового долива масла за три года эксплуатации

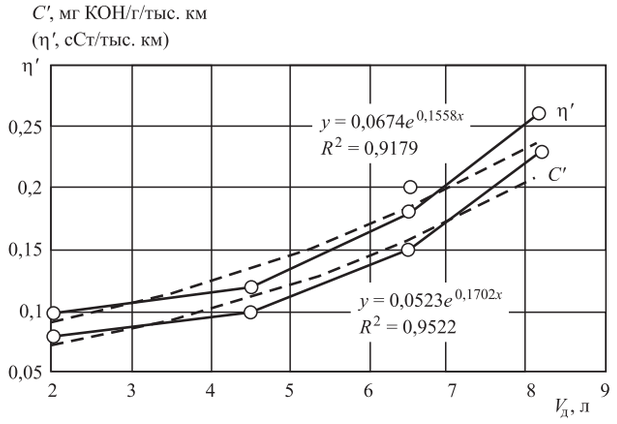

Рис. 7. Зависимость интенсивности снижения вязкости η и щелочности *C* масла от объема разового долива масла

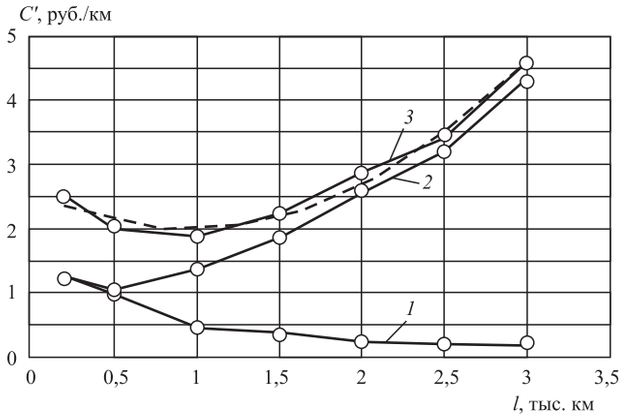

Рис. 8. Зависимость удельных затрат на долив масла:
1 — на текущий ремонт; *2* — суммарные; *3* — от периодичности долива масла

зависимости позволяют установить оптимальный режим долива масла: объем и периодичность.

С учетом приведенных факторов при сложившейся доходной ставке по автомобилям КАМАЗ-ЕВРО 20 руб./км были определены удельные затраты на долив масла и на устранение отказов по причине смазочной системы, которые приведены на рис. 8.

Обработка данных суммарных удельных затрат по полиному второй степени и расчет оптимального значения периодичности долива по производной, равной нулю, показала, что оптимальная наработка до долива масла составляет 1 тыс. км. То есть, за срок службы масла целесообразно 17 раз доливать масло по 1,8—2 л.

При этом режиме долива, судя по приведенным данным, будут минимальными температура масла в картере, интенсивность изменения технического состояния двигателя и интенсивность старения масла. Следовательно, при этих условиях долива будут максимальными ресурс двигателя и срок службы масла.

Для обеспечения такого напряженного режима долива масла и предложен регулятор уровня масла (РУМ), который в трех экземплярах установлен на автомобили подконтрольной партии и проходит испытание в опорном хозяйстве. Альтернативой РУМ является долив масла через 1000 км пробега автомобиля не выше верхней метки на щупе.

Для оценки экономического эффекта данного исследования следует сравнить затраты на профилактику системы смазки и обеспечение работоспособности двигателей с затратами по предлагаемой усовершенствованной профилактике системы смазки.

Одной из составляющих годового экономического эффекта является сокращение затрат от оптимизации долива масла. В настоящее время, долив масла осуществляется через 2000 км со средними удельными затратами 2,8 руб./км. При предлагаемой периодичности долива масла 1000 км удельные затраты составляют 1,9 руб./км. То есть при годовом пробеге автомобиля в 60 000 км экономический эффект составит 54 000 руб. С учетом стоимости РУМ, общий годовой экономический эффект составит 49 500 руб. на один автомобиль КАМАЗ-ЕВРО.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Луканин В. Н.** Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн./ В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. — 3-е изд. перераб. — М.: Высш. шк., 2007. — 400 с.: ил. — ISBN 978-5-06-004143-9.
2. **Денисов А. С.** Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей / А. С. Денисов. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 1999. — 352 с.
3. **Денисов А. С.** Обеспечение надежности автотракторных двигателей / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2007. — 422 с.

gz416.indd 38 28.03.2016 8:21:32

УДК 656.13

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

ИНСТРУМЕНТЫ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ГОРОДСКИХ МАГИСТРАЛЕЙ

Проведен анализ ситуаций регулирования движения транспортных потоков на городских магистралях с учетом реальной пропускной способности дорог. Даны рекомендации по использованию инструментов и технологий для ликвидации заторов на перегруженных перекрестках. Приведены мероприятия для одной из главных магистралей города — Московском проспекте Санкт-Петербурга.

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

Panfilov D. S.

TOOLS TO INCREASE THE CAPACITY OF CITY HIGHWAYS

The analysis of the situations of regulation of traffic flow on urban roads taking into account the actual road capacity. Recommendations on the use of tools and technologies for the elimination of congestion at congested intersections. These activities for one of the main thoroughfares of the city — Moskovsky street in St. Petersburg.

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

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

Пропускная способность улиц и проспектов большинства крупных российских городов становится неудовлетворительной. Основная причина — интенсивная автомобилизация населения городов при неизменной улично-дорожной сети. Даже наиболее благополучные в этом отношении Москва и Санкт-Петербург не могут решить эту проблему. Затраты времени на частые остановки в пробках снижают скорость передвижения по городу индивидуальных автомобилей и общественного транспорта. Увеличиваются расходы топлива и объемы выбросов вредных веществ с отработавшими газами, растет количество ДТП. Требуется незамедлительно принимать дорогие долговременные научно-обоснованные решения по реконструкции и модификации улично-дорожной сети. Для увеличения пропускной способности городских магистралей необходимо тщательно выбирать инструменты, соответствующие реальной сложившейся ситуации с транспортными потоками на участках города.

По Санкт-Петербургу в каждом частном случае уровень транспортной нагрузки характеризуется несоответствием количества транспорта, поступающего на городские магистрали, с пропускными возможностями этих магистралей. Работа наземного транспорта становится крайне неэффективной вследствие снижения скорости движения. Разница времени движения по свободной магистрали и времени движения при наивысшей интенсивности может достигать 8 раз и более. В медленно движущемся потоке водители, кроме потерь времени на транспортное сообщение, испытывают сильное напряжение и воздействие вредных веществ отработавших газов (от потока автомобилей), что приводит к их быстрому утомлению.

gz416.indd 39 28.03.2016 8:21:32

По темпам автомобилизации Санкт-Петербург лидирует среди городов России. Уровень автомобилизации в 2015 г. достиг 357 легковых автомобилей на 1000 жителей. Развитие транспортной инфраструктуры не успевает за ростом парка автомобилей. Особенно в старых районах улицы и проспекты не справляются с пропуском транспорта. Также нельзя забывать о строительстве новых районов, которые сопровождаются трудностями в организации работы автобусных маршрутов, доставки грузов и пользовании личными автомобилями. В городе не хватает мест для хранения автомобилей. Обычным стало выражение "час пик", когда в утренние и вечерние часы автомобильные потоки меняются в противоположных направлениях и движутся с максимальной интенсивностью. Однако пропускная способность улиц и проспектов не справляется с такой интенсивностью.

Наблюдается увеличение интенсивности движения в межпиковый период и тенденция роста часового интервала с максимальной загрузкой проезжей части. Такие условия движения по магистралям отрицательно влияют на экономическое развитие города и качество жизни жителей. Потери от транспортных заторов для Санкт-Петербурга достигают 70 млрд руб. в год. Только на Московском проспекте Санкт-Петербурга потери составляют около 10 млрд руб. в год.

Формирование значений интенсивности движения транспорта на магистралях Санкт-Петербурга осуществляется с учетом ряда факторов, основным из которых является субъективное восприятие действительности каждым водителем в отдельности. Это существенно затрудняет принятие решений при выборе метода управления дорожным движением, когда уровень спроса превышает возможности магистрали. Регулируемые и нерегулируемые перекрестки, свобода в выборе маршрута и времени начала движения приводят к перегрузке. Образование транспортных заторов и снижение пропускной способности уменьшают эффективность использования магистралей. Среди локальных мероприятий по разгрузке магистралей высокую эффективность показывают: организация одностороннего движения, введение реверсивных полос, оптимизация регулирования движения светофорами и др. В этой связи представляет интерес к исследованию возможности регулировать и формировать скоростные потоки режимов при управлении движением. Поэтому возникает задача организации регулирования для увеличения пропускной способности городских магистралей в режиме "реального времени".

Формирование транспортных потоков относится к наиболее сложной транспортной задаче в системе организации дорожного движения. Повышение пропускной способности существующих городских магистралей возможно при использовании методов формирования автомобильных транспортных потоков с учетом различия дорожных условий. Лучшим вариантом решения этой задачи считается строительство саморегулирующих развязок и уширение проезжей части. Но архитектура Санкт-Петербурга, особенно в центральных районах города, применить этот метод на практике не позволяет.

Большое развитие в настоящее время получили интеллектуальные системы управления транспортными потоками. Они имеют преимущества, но к их недостаткам относят трудности автоматизации быстрого отклика на необходимость корректировки при регулировании движения. Для них требуются высококвалифицированные инженеры. Новые технологии должны устранить "человеческий фактор" и передать работу по управлению транспортом интеллектуальным машинам — устройствам. Они имеют три компонента.

Первый, это искусственный мозг — интеллектуальная транспортная система, которая вместо человека-эксперта выдает в нужное время команды по управлению потоками автомобилей. Второй — приводы, реализующие команды транспортной системы по управлению потоками автомобилей. Третий — блок связи транспортной системы с окружающей средой (навигаторы ГЛОНАСС/GPS, локаторы, видеокамеры, датчики сенсорные, погода, интернет и другие), а также системы связи, управления и экстренного реагирования с бортовыми компьютерами и пунктами диспетчерского управления.

Интеллектуальная транспортная система имеет ряд преимуществ — обладает высоким быстродействием, четкой предметной ориентацией и предсказуемостью работы, постоянно пополняет знания, может одновременно решать нескольких задач, анализирует все поступающие данные, запоминает протоколы всех действий.

Для оценки применения интеллектуальной транспортной системы была изучена эффективность автоматизации регулирования движением транспортного потока на Московском проспекте Санкт-Петербурга.

gz416.indd 40 28.03.2016 8:21:32

Выбранный объект имеет большую историю. В 1770-е годы дорогу, ведущую в Царское село, обозначили верстовыми столбами. Многие сохранились до наших дней (рис. 1).

Проспект несколько раз менял название: Обуховский, Забалканский, Международный, имени Сталина. С 1956 г. проспект стал Московским. С начала XX века город активно развивался в южном направлении, активно застраивалась четная сторона, После войны была застроена южная часть проспекта, постройки выполнены в стиле сталинского неоклассицизма (рис. 2).

Для формирования представления о транспортных потоках на Московском проспекте необходимо классифицировать его. Например, так: автомобильная дорога общего пользования, расположенная в населенном пункте, или городская магистраль, или улица дорожного движения, или городская дорога т.п. [7—9] (рис. 3).

Для жителей городов с численностью населения свыше 2 млн чел. максимально допустимые затраты времени на поездку определяют с учетом фактического расселения, размещения мест для работы и развития транспортной системы.

Пропускную способность улиц, дорог и транспортных пересечений, число мест хранения автомобилей определяют, исходя из уровня автомобилизации 200—250 легковых автомобилей на 1000 чел., включая 10—15 такси и 4—6 ведомственных автомобилей, 25—40 грузовых автомобилей в зависимости от состава парка. Число мотоциклов и мопедов на 1000 чел. следует принимать 50—100 ед. для городов с населением свыше 100 тыс. чел. и 100—150 ед. для остальных поселений. Число автомобилей, прибывающих в центр из других поселений, системы расселения — города и транзитных определяется специальным расчетом.

Указанный уровень автомобилизации допускается уменьшать или увеличивать в зависимости от местных условий, но не более чем на 20 %. Проведенное исследование позволяет считать, что Московский проспект является городской магистралью, дорогой федерального значения с индексом Е95.

Рассмотрим динамику интенсивности движения и пропускной способности Московского проспекта, который начинается от Сенной площади и заканчивается у площади Победы. На протяжении 9,5 км он пересекает набережные реки Фонтанки, Загородный проспект, набережные Обводного канала, Лиговский, Ленинский проспекты и др. Характерной градостроительной особенностью Московского проспекта является плотная жилая застройка в непосредственной близости от автомагистрали практически на всем ее протяжении [6].

Проспект является нагруженной транспортной артерией города несмотря на то, что движение грузовых автомобилей по проспекту запрещено с 1 апреля 1994 г. [10], и у проспекта есть три автомагистрали-дублера: Витебский проспект, расположенный с востока от Московского проспекта, Митрофаньевское шоссе, расположенное с запада (открыто после реконструкции для сквозного движения в октябре 2007 г.) и Западный скоростной диаметр. На рис. 4 и 5 представлены графики интенсивности и скорости движения АТС на обследованном участке Московского проспекта. На рис. 6 приведен график заполнения потока на Московском проспекте разным транспортом в 1997, 2002, 2007 и 2014 гг. [6].

Средняя интенсивность движения автотранспортного потока на всех участках Московского проспекта в 2014 г. составила 3272 авт./ч, т. е. практически такая же, как в 2002 г., и на 13,5 % ниже, чем в 2007 г. Это объясняется частичной транспортной разгрузкой Московского проспекта по Митрофаньевскому шоссе, открытому в 2007 г., и Южному участку Западного скоростного диаметра, введенному в эксплуатацию в 2012 г.

При этом максимальное значение интенсивности достигало 4392 авт./ч на участке от Загородного проспекта до набережной Обводного канала, а минимальное значение — 1806 авт./ч на участке от Садовой улицы до набережной Фонтанки.

Основными участниками ДТП на Московском проспекте являются легковые автомобили, доля которых в общем потоке достигает 90 %. "Вклад" легкого коммерческого транспорта (микроавтобусов и автофургонов) в общую интенсивность движения автотранспортных потоков составляет в среднем 8 %, а автобусов — 2,6 %.

Результаты натурного обследования транспортных потоков в 2014 г. в целом показали удовлетворительную сходимость с данными, полученными за предыдущие годы, за исключением показателей по автобусам, доля которых в транспортном потоке выросла до 2,6 %. Совмещая результаты полученных параметров движения на Московском проспекте с теоретическими исследованиями, можно сделать

gz416.indd 41 28.03.2016 8:21:32

вывод, что для увеличения пропускной способности трассы можно рекомендовать:

— формирование оптимальных скоростных режимов движения транспорта для разных дорожных условий;

— внедрение принципа управления въездом на трассу с примыкающих направлений;

— управление пропускной способностью улиц путем регулирования остановок транспорта для пропуска пересекающих трассу автомобилей и пешеходов;

— проведение оценки возможности оптимизировать пропускную способность трассы и проведения модернизации перекрестков.

В первую очередь для увеличения пропускной способности транспорта на Московском проспекте следует использовать следующие инструменты: создать одностороннее движение на участке от Сенной площади до наб. реки Фонтанки с организацией встречного одностороннего движения на ближайших участках параллельных улиц; определить отдельные полосы для распределения транспорта с разной динамикой и скоростью движения (требует предварительного исследования); разработать систему регулирования сигналов светофоров на перекрестках в режиме "реального времени; заменить дублирующие метрополитен трамвайные линии автобусным транспортом с использованием существующей инфраструктуры.

Можно отметить, что при продолжающемся росте автомобильного парка Санкт-Петербурга вопрос регулирования пропускной способности автомобильных магистралей остается актуальным и требует дальнейших исследований и экспериментов с помощью предлагаемых инструментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Федеральный закон** "О безопасности дорожного движения".
2. **Кременец Ю. А.** Технические средства организации дорожного движения: Учебник для вузов. — М.: Транспорт, 2005. — 279 с.
3. **Клинковштейн Г. И., Афанасьев М. Б.** Организация дорожного движения: Учеб. для вузов. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 2001. — 247 с.
4. **Оптимизация пропускной способности на перекрестках** СПб с применением метода оценки приспособленности системы ОДД к влияющим факторам (изменению интенсивности): Статья в журнале Сборник докладов III Научно-практической конференции. — НМСУ "Горный". 2015. — 276 с.
5. **ГОСТ Р 52398—2005.** Национальный стандарт Российской Федерации — классификация автомобильных дорог.
6. **СП 42.13330.2011.** Градостроительство.

Оригинальные запчасти ЧЕТРА

"ЧЕТРА-Промышленные машины" поставила крупную партию оригинальных запасныхч астей АО "Алмазы Анабара" — одному из ведущих промышленных предприятий России, основная сфера деятельности которого — геологоразведочные работы и добыча алмазов.

Поставленные комплектующие предназначены для техники, работающей на прииске "Маят", который расположен на территории Анабарского и Оленекского районов Республики Саха (Якутия).

"Своевременная поставка запасных частей — залог бесперебойной эксплуатации спецтехники и, как следствие, эффективной работы предприятия в целом: специалисты "ЧЕТРА-ПМ" совместно со специалистами алмазодобывающей компании тщательно подобрали "страховой запас" комплектующих для машин ЧЕТРА, которые эксплуатируются на прииске "Маят", — отмечает Ирина Машенькина, исполнительный директор "ЧЕТРА-ПМ". —Мы рады, что наши партнеры понимают — в долгосрочной перспективе приобретение не оригинальной запасной части может обойтись владельцу спецтехники дороже — и обращаются к нам за покупкой оригинальных запасных частей. Мы уверены в нашем долгосрочном и успешном партнерстве с компанией "Алмазы Анабара".

Запчасти для спецтехники ЧЕТРА производятся на заводе "Промтрактор" в соответствии с конструкторской документацией на том же самом оборудовании, что и сама техники ЧЕТРА. Это одно из нескольких предприятий в мире, имеющее полный цикл производства — от литья до финальной обработки. Полная технологическая цепочка, включающая заготовительное, термическое, сварочное, механо-сборочное и инструментальное производства, а также научно-исследовательские, конструкторские и испытательные центры, является гарантией надежности работы как самих комплектующих, так и узлов техники.

Пресс-служба компании ЧЕТРА

gz416.indd 42 28.03.2016 8:21:32

УДК 656.13

Д. А. Стрижевский, А. А. Козин, А. В. Чванов, канд. техн. наук,
С. В. Карпеев, канд. техн. наук, Саратовский государственный технический университет,
А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет
E-mail: soni.81@mail.ru

ВЕРОЯТНОСТЬ УХУДШЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОДИТЕЛЕЙ ПРИ ПРОЕЗДЕ НЕРОВНОСТЕЙ ДОРОЖНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ОЦЕНКИ РИСКА

Вероятность ухудшения состояния водителя автомобиля, связанная с колебаниями кузова, определяется по формулам теории риска. Для реального примера получено, что сорок шесть водителей из 100 испытывают на себе ухудшение состояния от проезда. Вероятность ухудшения состояния водителя превышает допустимую величину риска для автомобильных дорог, находящихся в эксплуатации.

Ключевые слова: *риск, автомобиль, комфорт движение, неровности, дорожное покрытие, автомобильные дороги, водитель.*

Striževskij D. A., Kozin A. A., Kochetkov A. V., Chvanov A. V., Karpeev S. V.

THE LIKELIHOOD OF DETERIORATION OF THE DRIVERS WHILE DRIVING PAVEMENT ROUGHNESS BASED ON RISK ASSESSMENT

Probability of deterioration of drivers when entering roughness of road surfaces on the basis of the risk assessment the likelihood of deterioration of the driver of the car that is associated with fluctuations in the body is determined by the equations of the theory of risk. For a real world example that forty-six drivers from their total number of 100 people, suffer from degradation. The likelihood of a deterioration in the driver exceeds the permissible amount of risk to highways in service.

Keywords: *risk, car comfort motion, roughness, pavement, roads, a driver.*

Анализ позволяет оценить совокупность рисков, которые потенциально могут нанести потенциальный вред, например увеличение статистики ДТП и классифицировать их по шкале критичности.

Каждый критичный риск становится предметом разработки стратегии оптимального управления. Учитываются только влияющие факторы, что позволяет определить необходимые и достаточные способы наблюдения и разработать пакет превентивных мероприятий. Непредвиденные риски также анализируются и учитываются. В случае, когда традиционных мер контроля недостаточно для управления рисками, анализ этих рисков приводит к пониманию необходимости в инструментальном оснащении объекта, что в дальнейшем влечет за собой точное определение системы приборного оснащения.

Согласно положениям Федеральных законов "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений" и "О техническом регулировании" авторами проведен расчет риска совершения ДТП по причине дорожных условий из-за введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на дорогах федерального значения.

gz416.indd 43 28.03.2016 8:21:32

Движение автомобиля по локальным неровностям дорожных покрытий, в данном случае при высоких, средних и низких скоростях, сопровождается значительными колебаниями кузова автомобиля, которые ведут к преждевременному переутомлению водителя и повышенным воздействиям на механическую систему автомобиля.

В качестве критерия при оценке ровности дорожного покрытия выделяется психофизиологический фактор восприятия колебаний водителем и пассажирами при проезде локальных неровностей.

Обследования участков автомобильных дорог с локальными неровностями из условия комфорта и удобства движения выполняются в виде проезда передвижной лаборатории КП 514-МП (методика отработана В. В. Столяровым и О. М. Жилиной в СНПЦ "Росдортех") [1, 2] с установленным акселерометром по каждой полосе проезжей части с локальной неровностью и определения риска ухудшения состояния водителя.

Вероятность, характеризующая состояние водителя при проезде локальных неровностей автомобильных дорог, представляет собой отношение количества водителей, ощущающих дискомфорт, к общему количеству водителей, проехавших по данному участку автомобильной дороги с той же скоростью.

При проведении обследования состояния водителей и механической системы автомобиля при проезде неровностей: калибруют акселерометр и определяют поправочный коэффициент для датчика пройденного пути передвижной дорожной диагностической лаборатории; устанавливают акселерометр в районе кресла или в в центре кузова пассажирского салона (чувствительность датчиков акселерометра устанавливается не менее 0,04 υ/g); осуществляют проезд по обследуемому участку с максимально допустимой скоростью движения легковых автомобилей, разрешенной для данной геометрии неровностей дорожного покрытия.

Используя стандартный метод математической статистики, для каждого участка устанавливается [2]:

— среднее значение измеренных вертикальных ускорений:

$$a_{\text{ср}} = \frac{\sum_{1}^{n} a_i}{n}; \qquad (1)$$

— среднее квадратическое отклонение этих ускорений:

$$\sigma_{a_{\text{ср}}} = \sqrt{\frac{\sum_{1}^{n}(a_i - a_{\text{ср}})}{n-1}}; \qquad (2)$$

— коэффициент вариации этих значений:

$$C_V = \frac{\sigma_{a_{\text{ср}}}}{a_{\text{ср}}}, \qquad (3)$$

где a_i — вертикальное ускорение в i-ой точке обследованного участка, м/с^2; n — количество измерений на участке; $a_{\text{ср}}$ — среднее значение вертикального ускорения кузова, м/с^2; $\sigma_{a_{\text{ср}}}$ — среднее квадратическое отклонение параметра $a_{\text{ср}}$, м/с^2.

Риск ухудшения состояния водителя в связи с колебаниями кузова автомобиля находится по зависимости:

$$r = 0,5 - \Phi\left[\frac{a_{50} - a_{\text{ср}}}{\sqrt{\sigma^2_{a_{50}} + \sigma^2_{a_{\text{ср}}}}}\right], \qquad (4)$$

где a_{50} — среднее значение вертикального ускорения, вызывающего пятидесятипроцентный риск ухудшения состояния водителя, Ф — функция Лапласа.

Данные характеристики могут быть определены по формулам (1) и (4) или по табл. 1, где C_V определяется по зависимости (3), м/с^2; $a_{\text{ср}}$ — среднее значение вертикального ускорения, м/с^2; $\sigma_{a_{50}}$ — среднеквадратическое отклонения a_{50} при C_V определяемым по формуле (3), м/с^2; $\sigma_{a_{\text{ср}}}$ — среднеквадратическое отклонение $a_{\text{ср}}$, м/с^2.

Среднее значение вертикального ускорения, вызывающего пятидесятипроцентный риск ухудшения состояния водителя, связанный с наличием вертикальных ускорений [1, 2]:

— при $C_V > 0,2$ и $C_V < 0,2$

Таблица 1

Значения a_{50} и $\sigma_{a_{50}}$ для различных коэффициентов вариации

Коэффициент вариации	a_{50}	$\sigma_{a_{50}}$
C_v=0,1	0,77	0,077
C_v=0,2	0,81	0,16
C_v=0,3	0,84	0,25

gz416.indd 44 28.03.2016 8:21:32

$$a_{50} = 2a_{\text{комф}} - \frac{\sqrt{a_{\text{комф}}^2 + \left[25(C_V)^2 - 1\right]\left(a_{\text{комф}}^2 - 25\sigma_{\text{комф}}^2\right)} - a_{\text{комф}}}{25(C_V)^2 - 1}; \quad (5)$$

— при $C_V = 0{,}2$

$$a_{50} = 2a_{\text{комф}} - \frac{a_{\text{комф}}^2 - 25\sigma_{\text{комф}}^2}{2a_{\text{комф}}}. \quad (6)$$

Если полученное значение риска ухудшения состояния водителя, связанного с наличием вертикальных ускорений, меньше $r_{\text{доп}} = 1 \cdot 10^{-4}$ — для вновь построенных автомобильных дорог или $r_{\text{доп}} = 1 \cdot 10^{-3}$ — для эксплуатируемых дорог, то принимается решение об изменении скоростного режима.

О. М. Жилиной было получено, что результаты обследования участков автомобильных дорог Саратовской области с неудовлетворительной ровностью свидетельствуют о том, что наибольшее значение вероятности ухудшения состояния водителя происходит при повышенных скоростях и низкой ровности дорожного покрытия (рис. 1) [2].

Вероятность, характеризующая состояние водителя при проезде локальных неровностей автомобильных дорог, вычисляется по формуле:

$$r = \frac{N_{\text{дискомф}}}{N_{\text{общ}}}, \quad (7)$$

где $N_{\text{дискомф}}$ — количество водителей, ощущающих дискомфорт, при проезде данного участка с определенной скоростью; $N_{\text{общ}}$ — общее количество водителей, проехавших по данному участку дороги с той же скоростью.

Для более точной оценки ухудшения состояния водителя при перемещении по дороге можно воспользоваться теорией риска, разработанной в восьмидесятых годах прошлого столетия профессором Столяровым В. В. (СГТУ имени Гагарина Ю. А.).

В качестве исходных данных были использованы результаты экспериментальных исследований ускорений, действующих на автомобиль при движении, и на водителя и пассажиров (В. А. Дамзен, СГТУ имени Гагарина Ю. А.), которые проводились с помощью датчика ускорений (акселерометра) подключаемого к переносному компьютеру [3]. При использовании соответствующего программного продукта был получен график зависимости изменения ускорения от времени при движении автомобиля (рис. 2). При этом существующая автомобильная дорога общего пользования, на участке которой были получены экстремальные значения ускорения (колебаний), характеризовалась сильно разбитым асфальтобетонным покрытием, который при визуальном осмотре требовал ремонтных мероприятий. Скорость движения автомобиля была небольшая и составляла 20—30 км/ч. На рис. 2 представлен фрагмент полученного графика.

В табл. 2. сведены фактические данные ускорения при фиксированном времени.

Вычисляется среднее значение измеренных вертикальных ускорений:

$$a_{\text{ср}} = \frac{\sum_1^n a_i}{n}. \quad (8)$$

Тогда:

$$a_{\text{ср}} = \frac{1{,}8 + 0{,}4 + 0{,}2 + 0{,}63 + 0{,}9 + 1{,}9 + 0{,}4 + 0{,}1 + 0{,}5 + 0{,}75 + 0{,}75 + 0{,}05 + 0{,}75 + 0{,}8 + 0{,}1 + 0{,}5 + 0{,}65 + 0{,}9 + 0{,}8 + 3{,}3}{20} = 0{,}809;$$

среднее квадратическое отклонение ускорений:

$$\sigma_{a_{\text{ср}}} = \sqrt{\frac{\sum_1^n (a_i - a_{\text{ср}})}{n-1}}. \quad (9)$$

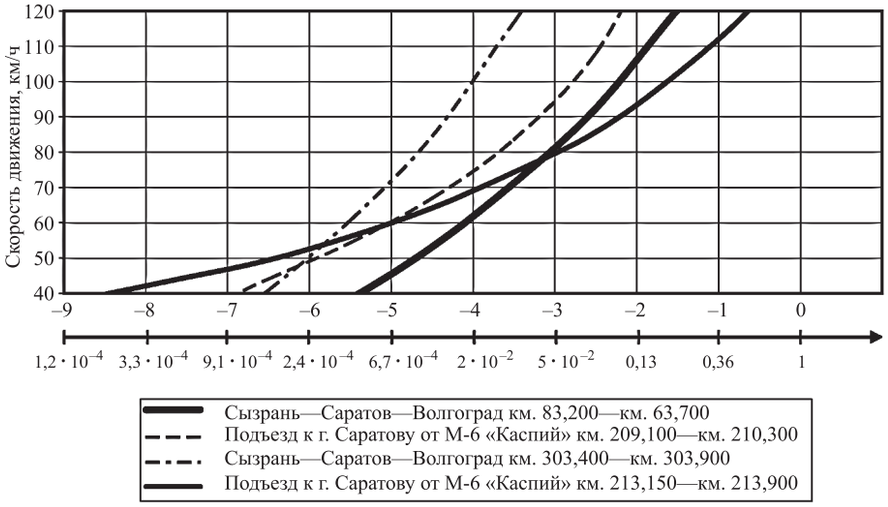

Рис. 1. Значения риска ухудшения состояния водителя, связанные с наличием вертикальных ускорений при проезде локальных неровностей на разных скоростях движения (данные В. В. Столярова и О. М. Жилиной)

gz416.indd 45 28.03.2016 8:21:32

Таблица 2

Фактические данные вертикальных ускорений кузова легкового автомобиля в зависимости от времени

Время, с	2	2,02	2,04	2,06	2,08	2,1	2,12	2,14	2,16	2,18
Ускорение, м/с^2	–1,8	0,4	–0,2	0,63	0,9	1,9	–0,4	0,1	0,5	–0,75
Время, с	2,2	2,22	2,24	2,26	2,28	2,3	2,32	2,34	2,36	2,38
Ускорение, м/с^2	–0,75	0	–0,78	–0,8	–0,1	0,5	–0,65	0,9	0,8	–3,3

Тогда:

$$\sigma_{a_{\text{ср}}} = \sqrt{\frac{(1,8-0,809)^2+(0,4-0,809)^2+\ldots+(3,3-0,809)^2}{20-1}} = 0,759;$$

— коэффициент вариации:

$$C_V = \frac{\sigma_{a_{\text{ср}}}}{a_{\text{ср}}}. \qquad (10)$$

Тогда: $C_V = \dfrac{0,759}{0,809} = 0,94,$

где a_i — значение вертикального ускорения в i-ой точке обследованного участка, м/с^2; n — количество измерений на участке; $a_{\text{ср}}$ — среднее значение вертикального ускорения кузова, м/с^2; $\sigma_{a_{\text{ср}}}$ — среднее квадратическое отклонение $a_{\text{ср}}$, м/с^2.

Риск ухудшения состояния водителя, связанный с колебаниями кузова, вычисляется по формуле теории риска [1]:

$$r = 0,5 - \Phi\left[\frac{a_{50}-a_{\text{ср}}}{\sqrt{\sigma^2_{a_{50}}+\sigma^2_{a_{\text{ср}}}}}\right], \qquad (11)$$

где a_{50} — среднее значение вертикального ускорения, вызывающего пятидесятипроцентный риск ухудшения состояния водителя: определяется по формулам или по табл. 3; $a_{\text{ср}}$ — среднее значение вертикального ускорения на участке автомобильной дороги; $\sigma_{a_{50}}$ — среднеквадратическое отклонения a_{50} при C_V, вычисляемый по формуле (10), м/с^2; $\sigma_{a_{\text{ср}}}$ — среднеквадратическое отклонение $a_{\text{ср}}$; Ф — функция Лапласа.

Среднее значение вертикального ускорения, вызывающего пятидесятипроцентный риск ухудшения состояния водителя, связанный с наличием вертикальных ускорений, вычисляется по формуле:

— при $C_V > 0,2$ и $C_V < 0,2$

$$a_{50} = 2a_{\text{комф}} - \frac{\sqrt{a^2_{\text{комф}}+\left[25(C_V)^2-1\right]\left(a^2_{\text{комф}}-25\sigma^2_{\text{комф}}\right)}-a_{\text{комф}}}{25(C_V)^2-1}; \qquad (12)$$

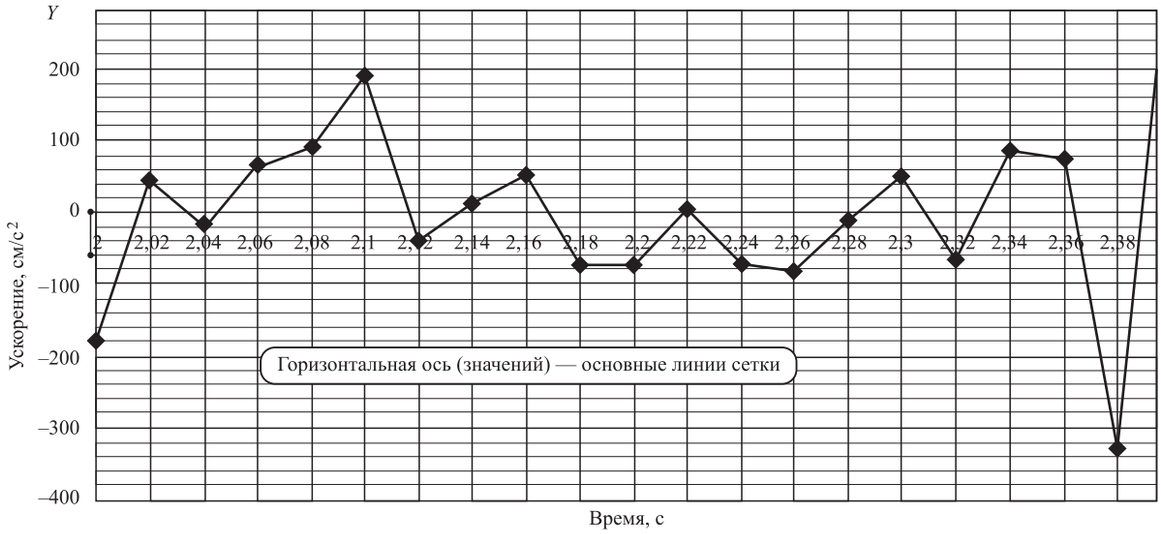

Рис. 2. График зависимости вертикальных ускорений кузова автомобиля от времени:
ось X — время колебаний в с, ось Y — вертикальные ускорения кузова легкового автомобиля

gz416.indd 46 28.03.2016 8:21:33

Таблица 3

Значения показателей a_{50} и $\sigma_{a_{50}}$ при различных коэффициентах вариации

Коэффициент вариации	a_{50}	$\sigma_{a_{50}}$
C_v=0,1	0,77	0,077
C_v=0,2	0,81	0,16
C_v=0,3	0,84	0,25
C_v=0,94	0,9	0,56

— при $C_V = 0{,}2$

$$a_{50} = 2a_{\text{комф}} - \frac{a_{\text{комф}}^2 - 25\sigma_{\text{комф}}^2}{2a_{\text{комф}}}. \qquad (13)$$

В табл. 3 приведены значения величин a_{50} и $\sigma_{a_{50}}$, полученные О. Н. Жилиной, а также найденные аппроксимирующим путем значения этих же параметров (a_{50} и $\sigma_{a_{50}}$) при фактическом коэффициенте вариации $C_V = 0{,}94$, характеризующем асфальтобетонное покрытие в неудовлетворительном состоянии с учетом работ [4—10].

По формуле (7):

$$r = 0{,}5 - \Phi\left[\frac{0{,}9 - 0{,}809}{\sqrt{0{,}56^2 + 0{,}759^2}}\right] = \\ = 0{,}5 - \Phi(0{,}102) = \qquad (14) \\ = 0{,}5 - 0{,}0398278 = 0{,}46.$$

Получено, что 46 водителей из 100, испытывают на себе ухудшение состояния от проезда. Так как полученное значение риска ухудшения состояния водителя ($r = 0{,}46$) в связи с наличием вертикальных ускорений значительно больше допустимой величины риска $r_{\text{доп}} = 1 \cdot 10^{-3}$ — для автомобильных дорог, находящихся в эксплуатации, то необходимо срочно принять решение о разработке мероприятий по обеспечению безопасности дорожного движения (вводить ограничения скоростного режима движения автомобильного транспорта).

Выводы

1. Вероятность ухудшения состояния водителя автомобиля, связанная с колебаниями кузова, определяется по формулам теории риска.

2. Для реального примера получено, что сорок шесть водителей из 100 испытывают на себе ухудшение состояния от проезда. Вероятность ухудшения состояния водителя превышает допустимую величину риска $r_{\text{доп}} = 1 \cdot 10^{-3}$ — для автомобильных дорог, находящихся в эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Техническое регулирование в дорожном хозяйстве:** монография / Н. Е. Кокодеева, В. В. Столяров, Ю. Э. Васильев. — Саратов: Сарат. гос. техн. ун-т, 2011. —232 с.
2. **Жилина О. М.** Повышение ровности покрытий автомобильных дорог по условию обеспечения комфорта, удобства и безопасности движения (с использованием теории риска). Дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2003. — 163 с.
3. **Дамзен В. А., Назаров П. А.** Частотный анализ вертикальных колебаний автомобиля. http://www.rusnauka.com/1_NIO_2013/Tecnic/4_124318.doc.htm.
4. **Стрижевский Д. А.** Дорожно-транспортные происшествия с сопутствующими дорожными условиями на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения / А. А. Сухов, Д. А. Стрижевский, А. В. Кочетков // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2013. Т. 7. № 21 (124). — С. 91—99.
5. **Повышение безопасности дорожного движения** на основе совершенствования структуры отраслевой диагностики федеральных автомобильных дорог / А. В. Кочетков, Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов и др. // Вестник СамГУПС. 2013. № 1. — С. 54—61.
6. **Безопасность автомобильных дорог:** методический анализ применения показателя ровности IRI в системе диагностики автомобильных дорог / А. В. Кочетков, Л. В. Янковский, Д. А. Стрижевский, А. А. Сухов // Грузовик. 2013. № 12. — С. 32—35.
7. **Стрижевский Д. А.** Безопасность дорожного движения на автомобильных дорогах общего пользования федерального значения / А. А. Сухов, Д. С. Стрижевский, А. В. Кочетков // Грузовик. 2014. № 2. — С. 36—41.
8. **Стрижевский Д. А.** Исследование влияния продольной ровности поверхности дорожного покрытия на безопасность дорожного движения / В. В. Чванов, Д. А. Стрижевский // Дороги и мосты. 2009. Вып. 21/1. — С. 191—198.
9. **Стрижевский Д. А.** Обоснование требований к ровности дорожных покрытий с учетом обеспечения безопасности движения / В. В. Чванов, Д. А. Стрижевский // Дороги и мосты. 2010. Вып. 24/2. — С. 171—175.
10. **Стрижевский Д. А.** Обоснование введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на основе оценки показателей ровности дорожного покрытии. Автореферат дис. ... канд. техн. наук. — Волгоград, ВГТУ. 2015. — 20 с.

gz416.indd 47 28.03.2016 8:21:33

1 февраля 2016 г.
умер бессменный член редакционного совета журнала "Грузовик"

Николай Антонович Иващенко

Николай Антонович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой "Поршневые двигатели" МГТУ имени Н. Э. Баумана, заслуженный деятель науки РФ, член диссертационных советов, председатель УМК по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" УМО по образованию в области электротехники и энергетики, член экспертного Совета ВАК России, действительный член Академии проблем качества Российской Федерации. Награжден медалями РФ и международных организаций.

Под руководством Н. А. Иващенко подготовлено десять кандидатов и два доктора технических наук. В качестве председателя учебно-методической комиссии по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" он руководил разработкой государственных стандартов по подготовке бакалавров и магистров по направлению "Энергомашиностроение", учебных планов, типовых программ, квалификационных характеристик инженеров по специальности "Двигатели внутреннего сгорания", "Программы подготовки инженеров по специальности 101200 в МГТУ имени Н. Э. Баумана". Результаты научной и педагогической работы Н. А. Иващенко получили высокую оценку в кругах научной общественности.

Н. А. Иващенко обосновал принципы и методы использования в учебном процессе вычислительной техники, средств автоматизированного проектирования и автоматизации научных исследований ДВС, разработал и внедрил в двигателестроении методы управления температурными полями деталей двигателей. В частности, под его руководством и при его непосредственном участии разработаны уникальные пакеты программ для моделирования тепловых процессов в поршневых двигателях (рабочий процесс в цилиндре, теплообмен, теплопроводность, кинематическое и силовое взаимодействие деталей ДВС, теплообмен и гидродинамика в полостях систем охлаждения ДВС), которые широко использовались и используются при проектировании и доводке двигателей, выпускаемых в России и странах СНГ.

Занимаясь научной и преподавательской деятельностью, Н. А. Иващенко понимал важность сотрудничества с научно-техническим издательством "Машиностроение" и периодическим изданием. Он написал более 200 научных работ, в том числе 15 учебников и монографий, в области двигателестроения, выступил автором многочисленных публикаций в журнале "Грузовик".

Мы высоко ценим вклад Николая Антоновича в развитие нашего отраслевого издания.

Выражаем соболезнования родным и близким Н. А. Иващенко.

Коллектив редакции и редакционный совет журнала "Грузовик"

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 03.02.2016. Подписано в печать 16.03.2016. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Канцлер», 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

gz416.indd 48 28.03.2016 8:21:33